

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

FAKULTA STROJNÍ

Katedra energetiky

Návrh kogenerační jednotky s plynovou mikroturbínou
The Desing of Co-generation Unit with Gas Microturbine

Student:

Bc. Daniel Husár

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Daniel Husár**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh kogenerační jednotky s plynovou mikroturbínou**
The Design of Co-generation Unit with Gas Microturbine

Zásady pro vypracování:

1. Výpočet idealizovaného oběhu spalovací turbíny s určením disponibilního tepla ve spalínách.
Elektrický výkon zařízení je 100 kW.
2. Návrh dvou variant výměníků pro využití odpadního tepla výfukových plynů.
3. Konstrukční řešení obou variant
4. Technicko – ekonomické zhodnocení řešení

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Krbek J., Polesný B. – Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice, PC-DIR Real Brno 1999, ISBN 80-85895-23-4
- [2] Černý V. a kol. Parní kotle a spalovací zařízení, SNTL Praha 1975.
- [3] Kolat P. Přenos tepla a hmoty, skriptá VŠB Ostrava 1987.
- [4] Rybín M. Spalování paliv a hořlavých odpadů v ohništích průmyslových kotlů, SNTL Praha 1985,
- [5] Kysela, L., Tomčala, J. Ekonomika v energetice .Ediční středisko. Ostrava:VŠB-TU, 2000.
- [6] ON 074017 Tepelný výpočet parních kotlů
- [7] Dlouhý T. Výpočty kotlů a spalínových výměníků, ČVUT Praha 2005


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Zlín

16. května 2011



podpis student

Prohlášení o využití výsledků bakalářské práce

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo,
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3)
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít své dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití - mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Ve Zlíně dne 16. května 2011



jméno a příjmení studenta

Adresa trvalého pobytu studenta:

Bc. Daniel Husár
Petřvald č. 19
742 60

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Husár, D. Návrh kogenerační jednotky s plynovou mikroturbínou. Ostrava: katedra energetiky, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011 74 s. Diplomová práce, vedoucí doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Diplomová práce řeší návrh kogenerační jednotky s plynovou mikroturbínou. Úvodní část je věnována pojmu kogenerace a její využití v energetických zařízeních. Hlavní část diplomové práce jsem věnoval návrhu kogenerační jednotky s plynovou mikroturbínou. Součástí jsou výpočty idealizovaného oběhu spalovací turbíny s určením disponibilního tepla ve spalínách pro elektrický výkon zařízení 100 kW. Vycházím ze zadaných parametrů plynové mikroturbíny. Vypočtu dvě varianty výměníku pro využití odpadního tepla výfukových plynů. V závěrečné části diplomové práce se věnuji technickému porovnání obou variant řešení pro výměníky a ekonomickému zhodnocení celé kogenerační jednotky. Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace obou variant výměníku.

ANNOTATION OF THEIS

Husár, D. The Desing of Co-generation Unit with Gas Microturbine. Ostrava: The Department of Power Enginnering, The Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2011 74 p. Thesis, leader doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

This thesis addresses the design of cogeneration unit with gas microturbine. The introductory section is devoted to the concept of cogeneration and its use in power plants. In the main part of the thesis I devoted to the design of cogeneration unit with gas microturbine. The calculations of idealized circulation of combustion turbine with identification of disponsible heat in the flue gas for electric power plant of 100 kW are said of the main part. I start from the specified parameters of gas microturbine. I compute two types of exchanger for use of waste heat of exhaust gases. In the final part of the thesis I devoted to technical comparison of the two alternative solutions for exchangers and economic evaluation of the whole cogeneration unit. Drawings of the two variants of the exchanger are said in the thesis.

Obsah diplomové práce

1. Úvod.....	14
2. Elektrická energie a tepelná energie	15
3. Kogenerace	16
3. 1. Výpočty pro spotřebu tepla ve výtopně, v kondenzační elektrárně a v kogeneračním zařízení.....	18
3. 2. Modul teplárenské výroby elektřiny	19
3. 3. Ekologický a ekonomický přínos kogenerace.....	19
3. 4. Dimenzování kogeneračních zařízení	20
3. 5. Postup návrhu kogeneračního zařízení.....	22
4. Druhy kogeneračních zařízení a jednotek.....	23
5. Kogenerace s parními turbínami a motory	23
5. 1. Kogenerace s parními turbínami	23
5. 2. Parní stroj pístový.....	25
6. Kogenerace se spalovacími turbínami	26
6. 1. Mikroturbíny	27
7. Kogenerace se spalovacími motory	28
8. Kogenerace s paroplynovými zařízeními	30
9. Speciální kogenerační zařízení	32
9. 1. Kogenerační zařízení využívající palivové články.....	32
9. 2. Využití tlakové energie zemního plynu	33
9. 3. Stirlingův motor v kogeneraci.....	33
9. 4. Tepelná čerpadla v kogeneračních zařízeních.....	34
10. Použití biomasy v kogeneraci	34
10. 1. Teplárna s parní turbínou, teplárna s parním motorem	34
10. 2. Kombinované zařízení s olejovým kotlem a organickou pracovní látkou	35
10. 3. Systém Talbott.....	35
10. 4. Využití biomasy zplyněním s následnou kogenerací	36
10. 5. Výroba bioplynu anaerobní fermentací biomasy s následnou kogenerací.....	36
11. Kogenerace při výrobě chladu a v klimatizaci.....	37
11. 1. Trigenerace.....	37
12. Návrh kogenerační jednotky s plynovou mikroturbínou	38
12. 1. Výpočet vzduchového kompresoru.....	39
12. 1. 1. Závislost entalpie vzduchu na teplotě t_{vz1} v sání kompresoru	39
12. 1. 2. Teplota vzduchu za kompresorem izoentropická	39

12. 1. 3. Teplota vzduchu za kompresorem skutečná	39
12. 1. 4. Závislost entalpie vzduchu na teplotě t_2 za kompresorem.....	39
12. 1. 5. Vnitřní práce vzduchového kompresoru.....	39
12. 2. Výpočet plynového kompresoru	40
12. 2. 1. Závislost entalpie plynu na teplotě t_{plyn} v sání kompresoru.....	40
12. 2. 2. Kompresní poměr plynového kompresoru	40
12. 2. 3. Teplota plynu za kompresorem izoentropická.....	40
12. 2. 4. Teplota plynu za kompresorem skutečná	40
12. 2. 5. Závislost entalpie plynu na teplotě $t_{2\text{-plyn}}$ za kompresorem.....	41
12. 2. 6. Práce plynového kompresoru	41
12. 2. 7. Výkon plynového kompresoru	41
12. 2. 8. Vnitřní příkon plynového kompresoru	41
12. 2. 9. Příkon elektromotoru plynového kompresoru	41
12. 3. Výpočet spalovací komory	42
12. 3. 1. Závislost entalpie teoretického vzduchu při teplotě v bodě 3 = teplotě spalin před plynovou mikroturbínou	42
12. 3. 2. Závislost entalpie teoretických spalín při teplotě v bodě 3 = teplotě spalín před plynovou mikroturbínou	42
12. 3. 3. Přebytek vzduchu	42
12. 4. Výpočet plynové mikroturbíny	42
12. 4. 1. Teplota za plynovou mikroturbínou izoentropická	42
12. 4. 2. Teplota za plynovou mikroturbínou skutečná	43
12. 4. 3. Závislost entalpie spalín při teplotě t_4	43
12. 4. 4. Závislost entalpie vzduchu při teplotě t_4	43
12. 4. 5. Vnitřní práce plynové mikroturbíny	43
12. 4. 6. Vnitřní práce agregátu	43
12. 5. Výpočet turbogenerátoru.....	44
12. 5. 1. Vnitřní práce generátoru	44
12. 5. 2. Účinnost výroby elektrické energie	44
12. 5. 3. Spotřeba plynu	44
12. 5. 4. Elektrický výkon do sítě	44
12. 6. Kotel na odpadní teplo	45
12. 6. 1. Závislost entalpie teoretického vzduchu při teplotě t_5 = teplota spalín za kotlem	45
12. 6. 2. Závislost entalpie teoretických spalín při teplotě t_5 = teplota spalín za kotlem	45
12. 6. 3. Tepelný výkon kotle	45
12. 6. 4. Příkon kotle na odpadní teplo	45
12. 6. 5. Účinnost kotle na odpadní teplo	46

12. 7. Celková účinnost kogeneračního zařízení	46
13. Výpočty spalování a entalpií pro výměník tepla	46
13. 1. Objem spalin skutečných vlhkých.....	46
13. 2. Množství spalin	46
13. 3. Závislost entalpie spalin na teplotě	47
13. 4. Závislost entalpie vzduchu na teplotě	47
13. 5. Entalpie spalin	47
14. Tepelný výpočet ohřívačku vody (EKO) pro hladkou a žebrovanou trubku	48
14. 1. Návrh geometrie a rychlostí médií v ohřívačku vody (EKO) pro hladkou trubku.....	48
14. 2. Tepelná bilance spalin ve výměníku	49
14. 3. Tepelná bilance vody v hladkých a žebrovaných trubkách.....	49
15. Výměník – protiproud – hladká trubka	50
15. 1. Střední teplota ve výměníku pro hladkou a žebrovanou trubku.....	50
15. 2. Součinitel prostupu tepla stěnou pro hladkou trubku.....	50
15. 3. Tepelná bilance výměníku s hladkou trubkou.....	52
15. 4. Počet paralelních trubek ohřívačku vody	52
15. 5. Čelní rozměr spalinového průtahu	52
15. 6. Boční rozměr spalinového průtahu	52
15. 7. Délka jedné hladké trubky.....	53
15. 8. Počet řad ohřívačku vody.....	53
15. 9. Výška svazku EKA	53
16. Návrh geometrie a rychlostí médií v ohřívačku vody (EKO) pro žebrovanou trubku ...	53
16. 1. Výpočet a návrh velikosti a geometrie žeber	54
17. Výměník – protiproud – žebrovaná trubka	55
17. 1. Součinitel prostupu tepla stěnou pro žebrovanou trubku	55
17. 3. Tepelná bilance výměníku	59
17. 4. Počet paralelních trubek ohřívačku vody	59
17. 5. Čelní rozměr spalinového průtahu	60
17. 6. Boční rozměr spalinového průtahu	60
17. 7. Délka jedné žebrované trubky.....	60
17. 8. Počet řad ohřívačku vody.....	60
17. 9. Výška svazku EKA	61
18. Výpočet přívodního potrubí.....	61
18. 1. Hmotnostní průtok vody.....	61
18. 2. Objemový průtok vody.....	61

18. 3. Obsah potrubí	62
19. Shrnutí výpočtů pro hladkou a žebrovanou trubku.....	63
20. Cenové porovnání hladké a žebrované trubky.....	64
21. Ekonomické zhodnocení řešení	64
21. 1. Předpoklady a výchozí údaje.....	64
21.2. Výrobní a spotřební ukazatele.....	65
21. 2. 1. Spotřeba zemního plynu za rok	65
21. 2. 2. Roční výroba teplé užitkové vody 110 °C.....	65
21. 2. 3. Výroba tepla v GJ	65
21. 2. 4. Výroba elektrické energie.....	65
22. Úplné výrobní náklady za rok.....	66
22. 1. Energie - náklady na zemní plyn.....	66
22. 2. Fixní a variabilní výrobní náklady	66
23. Výnosy	67
23. 1. Odběr elektrické energie	67
23. 2. Odběr tepelné energie.....	68
23. 3. Cena vyrobené elektrické energie pomocí kogeneračního zařízení	68
23. 4. Cena vyrobené tepelné energie pomocí kogeneračního zařízení	69
23. 5. Celkové výnosy z vyrobené elektrické a tepelné energie	69
24. Návratnost investice při použití vlastních prostředků.....	69
25. Návratnost investice při použití 100% úvěru pro financování	70
25. 1. Úvěr.....	70
25. 2. Návratnost investice při použití 100 % úvěru	70
26. Cash – Flow při použití vlastních finančních prostředků a při použití 100 % úvěru	71
27. Závěr	72
28. Seznam použitých pramenů	74
29. Seznam výkresové dokumentace	74

Seznam použitého značení, zkratk a jednotek

Značka	Veličina	Jednotka
A_{ag}	vnitřní práce agregátu	$\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}$
A_g	vnitřní práce generátoru	$\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}$
A_{plk}	práce plynového kompresoru	$\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}$
A_{VNk}	vnitřní práce vzduchového kompresoru	$\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}$
A_{VNt}	vnitřní práce plynové mikroturbíny	$\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}$
C_s	opravný koeficient na uspořádání trubek v závislosti na poměrné podélné rozteči	-
C_z	opravný koeficient na počet příčných řad svazku	-
D	vnější průměr trubky ve výměníku	mm
$D_{potrubí}$	vnitřní průměr přívodního potrubí	mm
$D_{žebra}$	průměr žebra	mm
E	elektrická energie	kW
E_{kj}	elektrické energie vyrobena v kogeneračním zařízení	kW
E_{tep}	elektrické energie vyrobena v kondenzační elektrárně	kW
H	výška svazku EKA	m
L	délka trubky ve výměníku	m
N^{el}	roční náklady při výrobě elektřiny v elektrárnách	Kč * rok ⁻¹
N^{kj}	roční náklady při výrobě elektřiny a tepla v kogenerační jednotce	Kč * rok ⁻¹
N^{vyt}	roční náklady při výrobě tepla ve výtopnách	Kč * rok ⁻¹
N_u	úspory ročních nákladů	Kč * rok ⁻¹
P	elektrický výkon	W
P_{gen}	výkon generátoru	kW
P_{el}	elektrický výkon do sítě	kW
$P_{elm-plk}$	příkon elektromotoru plynového kompresoru	kW
P_k	tepelný výkon kotle	kW
P_{plk}	výkon plynového kompresoru	kW
Pr	Prandlovo kritérium	-
$Př_k$	příkon kotle na odpadní teplo	kW
P_{VN-plk}	vnitřní příkon plynového kompresoru	kW
P_{vody}	tlak vody	MPa
P_{spalin}	tlak spalin	MPa
Q	tepelný výkon	kW
Q_{el}	spotřeba tepla z PEZ v kon. elektrárně	GJ
Q_{kj}	spotřeba tepla z PEZ v kogeneračním zařízení	GJ
Q_{kjs}	součet jmenovitých tepelných výkonu kogeneračních jednotek zdroje	GJ
Q_{max}	požadovaný výpočtový tepelný výkon zdroje	GJ
Q_{plyn}	výhřevnost zemního plynu	$\text{kJ} * \text{m}^{-3}$
Q_r	celková roční dodávka tepla zdroje	GJ
Q_{rkj}	roční dodávka tepla z kogeneračních zdrojů	GJ
Q_s	vyrobené teplo	GJ
Q_u	úspora tepla	GJ

$Q_{\text{výt}}$	spotřeba tepla z PEZ ve výtopně	GJ
RPSN	roční procentní sazba nákladů	%
S	teplo směná plocha výměníku	m^2
$S_{\text{celková}}$	celková plocha trubky	m^2
S_h	plocha volné části trubky	m^2
$S_{\text{potrubí}}$	obsah přívodního potrubí	m^2
$S_{\text{ž}}$	rozteč žeber	mm
$S_{\text{žeber}}$	plocha žeber na trubce	m^2
$V_{\text{H}_2\text{O}}$	objemový průtok vody potrubím	$\text{m}^3 * \text{s}^{-1}$
\dot{V}_{pl}	spotřeba plynu	$\text{m}^3 * \text{s}^{-1}$
\dot{V}_{sp}	množství spalín (rychlost spalín)	$\text{m}^3 * \text{s}^{-1}$
$V_{\text{sp}}^{\text{v}}_{\text{sk}}$	objem spalín skutečných vlhkých	$\text{m}_\text{N}^3 * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$V_{\text{sp}}^{\text{v}}_{\text{t}}$	teoretické množství spalín vlhkých	$\text{m}_\text{N}^3 * \text{m}_\text{N}^{-3}$
V_{vz}_{t}	teoretické množství vzduchu	$\text{m}_\text{N}^3 * \text{m}_\text{N}^{-3}$
a	čelní rozměr spalínového průtahu	m
b	boční rozměr spalínového průtahu	m
c	měrná tepelná kapacita vody	$\text{kJ} * (\text{kg} * \text{K})^{-1}$
$d_{\text{vnější}}$	vnější průměr trubky ve výměníku	mm
$d_{\text{vnitřní}}$	vnitřní průměr trubky ve výměníku	mm
$d_{\text{potrubí}}$	vnitřní průměr přívodního potrubí	mm
e	modul teplárenské výroby	GJ
$h_{\text{ž}}$	výška žebra	mm
$i_{\text{spalín-t4}}$	entalpie spalín pro teplotu spalín t_4	$\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$i_{\text{spalín-t5}}$	entalpie spalín pro teplotu spalín t_5	$\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$i_{\text{t1-plyn-sání}}$	závislost entalpie plynu na teplotě t_{plyn} v sání kompresoru	$\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$i_{\text{t1-vz-sání}}$	závislost entalpie vzduchu na teplotě t_{vz1} v sání kompresoru	$\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$i_{\text{t2-plyn-výtlačk}}$	závislost entalpie plynu na teplotě $t_{2\text{-plyn}}$ za kompresorem	$\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$i_{\text{t2-vz-výtlačk}}$	závislost entalpie vzduchu na teplotě t_2 za kompresorem	$\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$i_{\text{t3-sp}}$	závislost entalpie teoretických spalín při teplotě v bodě 3 = teplotě spalín před plynovou mikroturbínou	$\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$i_{\text{t3-vz}}$	závislost entalpie teoretického vzduchu při teplotě v bodě 3 = teplotě spalín před plynovou mikroturbínou	$\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$i_{\text{t4-sp}}$	závislost entalpie spalín při teplotě t_4	$\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$i_{\text{t4-vz}}$	závislost entalpie vzduchu při teplotě t_4	$\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$i_{\text{t5-sp}}$	závislost entalpie teoretických spalín při teplotě t_5 = teplota spalín za kotlem	$\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$i_{\text{t5-vz}}$	závislost entalpie vzduchu na teplotě t_5 = teplota spalín za kotlem	$\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$
$i_{\text{v-t1}}$	entalpie vody pro teplotu a tlak na vstupu do EKA	$\text{kJ} * \text{kg}^{-1}$
$i_{\text{v-t2}}$	entalpie vody pro teplotu na výstupu z EKA	$\text{kJ} * \text{kg}^{-1}$
k	prostup tepla stěnou	$\text{W} * (\text{m}^2 * \text{K})^{-1}$
l	tloušťka stěny při výpočtu prostupu tepla	m

m_{H_2O}	hmotnostní průtok vody	$kg \cdot s^{-1}$
n_{tr}	počet paralelních trubek ohříváku vody	-
$p_{přivod\ plyn}$	tlak v přívodu zemního plynu	kPa
$p_{sání\ vzduchu}$	tlak nasávaného vzduchu do kompresoru plynové mikroturbíny	kPa
s_1	uspořádání trubek vedle sebe	m
s_2	uspořádání trubek na sebe	m
$t_{před}$	teplota spalín před plynovou mikroturbínou	$^{\circ}C$
t_{plyn}	teplota zemního plynu v rozvodu	$^{\circ}C$
$t_{stř.spalín}$	střední teplota spalín ve výměníku	$^{\circ}C$
t_{tr}	tloušťka stěny trubky ve výměníku	mm
t_{v1}	teplota vody na vstupu do výměníku	$^{\circ}C$
t_{v2}	teplota vody na výstupu z výměníku	$^{\circ}C$
t_{vz1}	teplota nasávaného vzduchu	$^{\circ}C$
t_2	teplota vzduchu za kompresorem skutečná	$^{\circ}C$
t_{2IZE}	teplota vzduchu za kompresorem izoentropická	$^{\circ}C$
t_{2-plyn}	teplota plynu za kompresorem skutečná	$^{\circ}C$
$t_{2-plyn-IZE}$	teplota plynu za kompresorem izoentropická	$^{\circ}C$
t_4	teplota za plynovou mikroturbínou skutečná	$^{\circ}C$
t_{4IZE}	teplota za plynovou mikroturbínou izoentropická	$^{\circ}C$
t_5	teplota spalín za kotlem	$^{\circ}C$
v_w	měrný objem vody	$m^3 \cdot kg$
w_s	rychlost spalín ve výměníku	$m \cdot s^{-1}$
w_v	rychlost vody ve výměníku	$m \cdot s^{-1}$
z_2	počet řad ohříváku vody	-
$\Delta t'$	rozdíl teplot ve výměníku na vstupu spalín	$^{\circ}C$
$\Delta t''$	rozdíl teplot ve výměníku na výstupu spalín	$^{\circ}C$
$\Delta t_{stř}$	střední teplota ve výměníku	$^{\circ}C$
E	efektivnost žeber	-
Ψ_z	koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra	-
α_{H_2O}	součinitel přestupu tepla vodou	$W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
α	teplárenský součinitel	-
α_k	součinitel přestupu tepla pro uspořádání trubek za sebou s kruhovými žebry	$W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
α_{sp}	součinitel přestupu tepla spalínami	$W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
α_{sr}	redukovaný součinitel přestupu tepla spalínami	$W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
β	součinitel β	-
δ_z	střední tloušťky žebra	mm
δ_1	tloušťka žebra na trubce	mm
δ_2	tloušťka na konci žebra	mm
ε	kompresní poměr	-
ε_{plk}	kompresní poměr plynového kompresoru	-
ε_z	součinitel zanesení	-
η_{cel}	celková účinnost kogeneračního zařízení	%
η_{el}	účinnost výroby elektrické energie	-
η_{elk}	účinnost kondenzační elektrárny	-
η_{elm}	účinnost elektromotoru plynového kompresoru	-

η_{gen}	účinnost generátoru	-
$\eta_{\text{is-vn-k}}$	izoentropická účinnost kompresoru	-
$\eta_{\text{ize-vn-plk}}$	izoentropická účinnost plynového kompresoru	-
$\eta_{\text{ize-vn-t}}$	izoentropická účinnost plynové mikroturbíny	-
η_{kj}	účinnost kogenerační jednotky	-
$\eta_{\text{k-odp}}$	účinnost kotle na odpadní teplo	%
$\eta_{\text{m-plk}}$	mechanická účinnost plynového kompresoru	-
$\eta_{\text{m-st}}$	mechanická účinnost turboagregátu	-
η_{re}	účinnost rozvodu elektřiny	-
η_{sk}	účinnost spalovací komory	-
$\eta_{\text{výt}}$	účinnost výtopny	-
λ	přebytek vzduchu	-
λ_{ocel}	součinitel tepelné vodivosti pro ocel	$\text{W} * (\text{m} * \text{K})^{-1}$
λ_{z}	součinitel tepelné vodivosti žeber	
λ_{sp}	součinitel tepelné vodivosti spalin	$\text{W} * (\text{m} * \text{K})^{-1}$
μ	součinitel rozšíření žebra	-
ν	kinetická viskozita	$\text{m}^2 * \text{s}^{-1}$
ζ_{kotle}	ztráta kotle do okolí	%
π	pí – Ludolfovo číslo	-
$\rho_{\text{H}_2\text{O}}$	hustota vody	$\text{kg} * \text{m}^{-3}$
σ_1	poměrná příčná rozteč trubek	-
σ_2	poměrná podélná rozteč trubek	-
\emptyset cena	průměrná cena vyrobené elektrické energie	$\text{Kč} * \text{kWh}^{-1}$

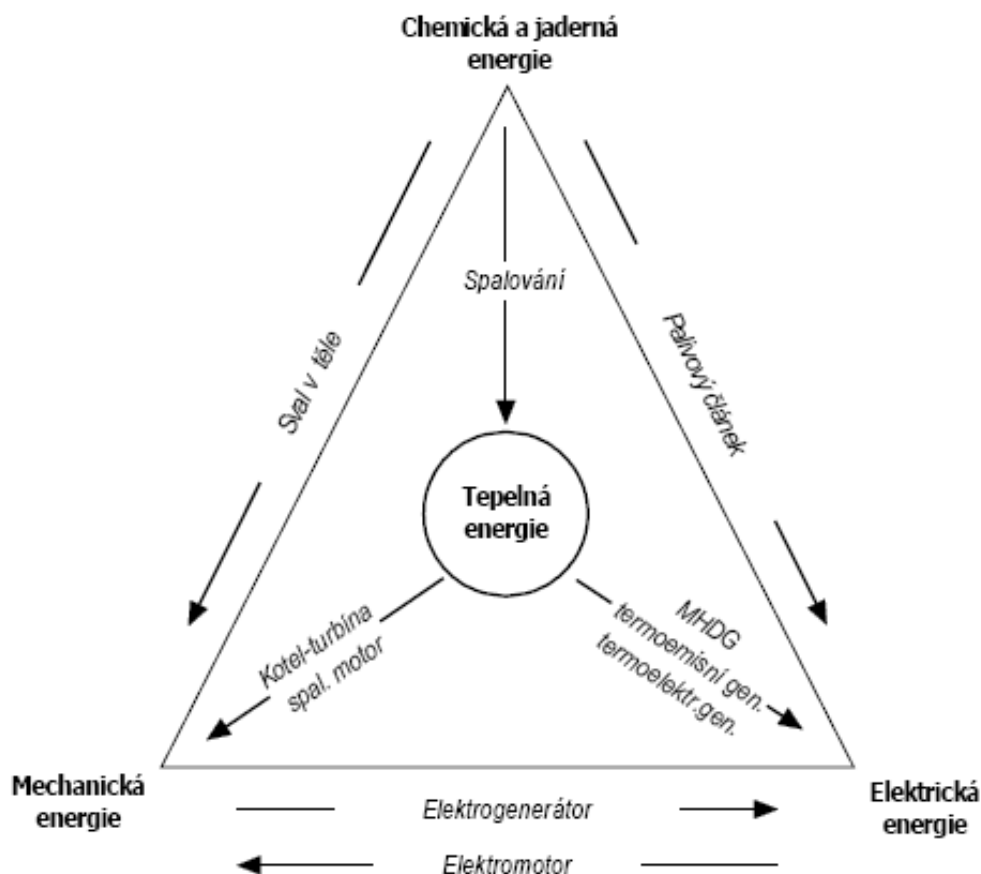
1. Úvod

Diplomová práce se zabývá návrhem a výpočtem kogenerační jednotky s plynovou mikroturbínou. Elektrický výkon zařízení je 100 kW. V teoretické části diplomové práce se seznámíme s pojmem kogenerace a s různými druhy kogeneračních zařízení a jednotek. V praktické části diplomové práce provádím výpočet idealizovaného oběhu spalovací turbíny s určením disponibilního tepla ve spalínách, navrhnu dvě varianty výměníku pro použití výfukových plynů, tyto varianty konstrukčně zpracuji. Velký důraz je kladen na výpočty pro návrhy výměníku, ve kterých se snažím zachovat stejný průměr potrubí pro ohřev vody a porovnat jejich rozměry. V ekonomickém zhodnocení se snažím o porovnání nákladů na výrobu elektrické a tepelné energie z kogenerační jednotky a z dodávky ze sítě. Díky těmto údajům potom vypočtu návratnost investice, která by měla být co nejkratší.

2. Elektrická energie a tepelná energie

V této kapitole jsou popsány pojmy elektrická energie a tepelná energie pomocí literatury [1, 6].

Elektrická a tepelná energie jsou dva různé druhy energie, které se liší velmi výrazně možnostmi použití, výrobními náklady a technickou náročností jejich pořízení.



Obr. 2. Trojúhelníkový diagram transformací energie

Elektrická energie je považována za nejkvalitnější druh energie, kterou všestranně využíváme. V ideálním případě můžeme elektrickou energii libovolně přeměňovat na jinou formu energie, např. na tepelnou energii, na mechanickou energii apod. Výroba se uskutečňuje nejčastěji transformací chemické energie z primárních energetických zdrojů spalováním na tepelnou energii. Tepelná energie se přemění na mechanickou energii. Tato transformace se uskutečňuje pomocí druhého termodynamického zákona, který nám říká, že teplo nemůže samovolně přecházet z chladnějšího tělesa na teplejší a přeměna tepla na mechanickou energii může probíhat jen v omezené míře. V naší praxi to znamená, že některé druhy energie lze proměnit na tepelnou energii skoro beze ztrát, ale při obráceném

postupu je její velká část odváděná do okolí. Tuto ztrátu můžeme formulovat jako anergii. Mechanickou energii dále transformujeme na energii elektrickou. V energetické soustavě České republiky převládají uhelné parní elektrárny, které mají průměrnou účinnost výroby elektrické energie kolem 32%. Nejmodernější a nejdokonalejší paroplynové elektrárny spalující zemní plyn dosahují celkové účinnosti kolem 50%. Při vynaložení velkého úsilí a nákladů se zbývající procenta uvolněné energie odvádí do okolí elektráren spolu s množstvím škodlivých plynů a látek.

Teplo, přesněji tepelná energie je méně hodnotnou energií, protože její použití je omezené. Její přeměna na kvalitativnějším druh energie se uskutečňuje jen částečně a je technicky obtížná. Přeměna chemické energie z primárních energetických zdrojů na tepelnou energii jde docela snadno po technologické stránce a levně např. v teplotně nízkopotenciální podobě horké nebo teplé vody. Investoři tuto metodu používají k zabezpečení jejich potřeb tepla pro vytápění a výrobu teplé užitkové vody. Díky její ekonomické výhodnosti. Někdy se však takto zbytečně ztrácí exergie kvalitních paliv, tj. její technická průběžnost při přeměně tepelné energie na práci a vyrábět všestranněji využitelnou elektrickou energii.

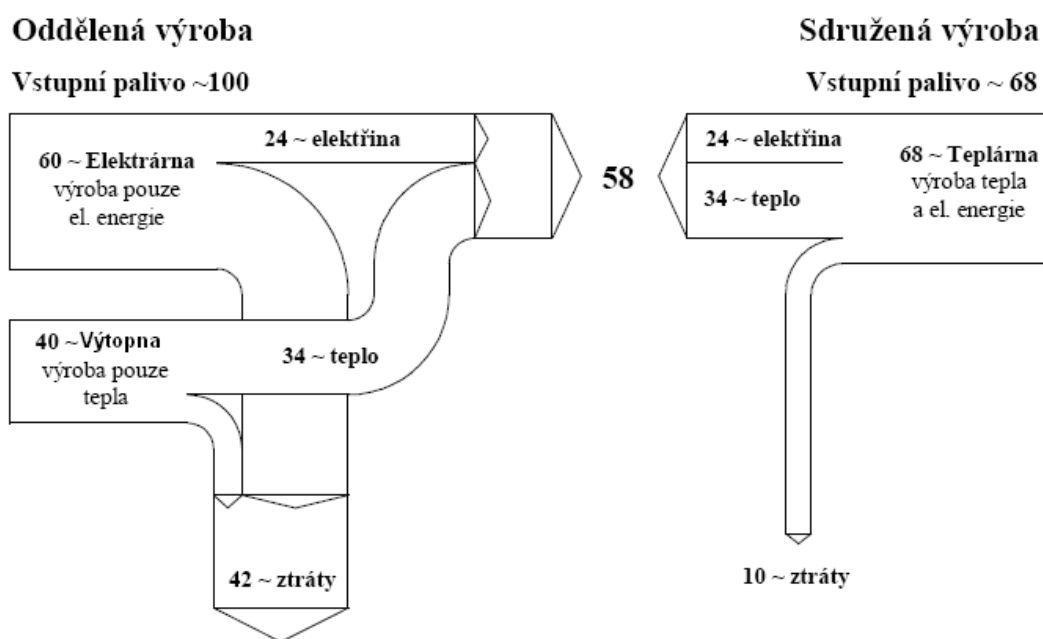
Pro určení tepelné i elektrické energie je možnost použít stejnou měrovou jednotku, která je Joul (J). Z praktických důvodů se pro množství elektrické energie začaly používat vedlejší jednotky – megawatthodina (MWh) nebo kilowatthodina (kWh). Přepočty mezi jednotlivými jednotkami jsou $1 \text{ kWh} = 3600 \text{ kJ}$. Oba druhy energie jsou kvalitativně různé, a proto mají i odlišné symboly a to Q pro sdělené teplo a E pro elektrickou energii. Výkon neboli tok energií za čas se v obou případech vyjadřuje stejnými jednotkami (kW, MW). Velmi důležité je rozlišení jejich kvality různými symboly pro označení jednotky výkonu. Tepelný výkon se značí Q a elektrický výkon značíme P, aby nedocházelo k záměnám a chybám v textech a výpočtech.

3. Kogenerace

V této kapitole je popsán a vysvětlen pojem kogenerace pomocí literatury [1, 6].

Zásobování teplem vyžaduje podstatnou část primárních energetických zdrojů. Podle průzkumu použijeme téměř 30% spotřeby primární energie za účelem získání tepla o nízké

teplotě pro ohřev teplé užitkové vody, vytápění a pro technologické ohřevy. Nejjednodušší je provést spalení paliva a distribuci vzniklého tepla ke spotřebiči. Účinnost této přeměny je vysoká (více než 80%). Nicméně možnost dalšího využití tepelné energie z paliva k vykonání práce a následnou transformací v elektrickou energii je zcela ztracena. Toto jednoduché řešení je neekonomické, protože jsou k tomuto účelu využívány fosilní paliva, která jsou nositelem chemické energie a která by byla vhodněji použita k zušlechťování. Pokusme se proces transformace energie z paliv provést efektivněji tak, že nejdříve využijeme získané teplo o vysokém teplotním potenciálu k vykonání práce a výrobě elektrické energie. Potom pracovní médium o nižší teplotě využijeme pro potřebu pokrytí tepla. Toho dosáhneme sdruženou výrobou elektrické energie a tepla. Tento způsob přeměny energií v České republice je znám pod názvem teplárenská výroba elektrické energie a tepla, i když poslední dobou je i u nás používán ekvivalentní pojem kogenerace z anglického "co-generation".



Obr. 3. Srovnání oddělené výroby tepla a el. energie s kogenerací

Jedná se o převzaté cizí slovo, které jednoznačně vyjadřuje podstatu průběhu procesu. České výrazy pro kogeneraci teplárenství, teplárenská výroba a podobně nejsou jednoznačné, protože může docházet k záměně a chybnému použití pro jakýkoliv systém zásobování teplem.

Kogenerační jednotky snižují spotřebu primárních energetických zdrojů. Využívají odpadního tepla, které je z energetického hlediska zadarmo. Vzniká nám tedy úspora tepla

100%, které by byly spotřebovány při dodávce tepla z jednoduché výtopny. Přínosem kombinované výroby elektrické energie a tepla je dosažení vyšší účinnosti oběhu, umístění centralizované výroby tepla mimo tepelný konzum, menší nároky na dopravu paliva k individuálním spotřebitelům.

3. 1. Výpočty pro spotřebu tepla ve výtopně, v kondenzační elektrárně a v kogeneračním zařízení.

Spotřeba tepla z PEZ v kogeneračním zařízení při výrobě Q_s tepla a E_{kj} elektrické energie.

$$Q_{kj} = (Q_s + E_{kj})/\eta_{kj} \quad [GJ] \quad (3. 1. 1.)$$

Spotřeba tepla z PEZ ve výtopně pro stejnou dodávku Q_s tepla.

$$Q_{výt} = Q_s/\eta_{výt} \quad [GJ] \quad (3. 1. 2.)$$

Spotřeba tepla z PEZ v kondenzační elektrárně pro dodávku E_{tep} elektrické energie.

$$Q_{el} = E_{tep}/(\eta_{el}\eta_{re}) \quad [GJ] \quad (3. 1. 3.)$$

Výpočet úspory tepla z PEZ při výrobě v kogeneračním zařízení

$$Q_u = Q_{výt} + Q_{el} - Q_{kj} \quad [GJ] \quad (3. 1. 4.)$$

Q_s - vyrobené teplo

Q_u - úspora tepla

E_{kj} - elektrická energie vyrobená v kogeneračním zařízení

E_{tep} - elektrická energie vyrobená v kondenzační elektrárně

η_{el} - účinnost kondenzační elektrárny

η_{kj} - účinnost kogenerační jednotky

η_{re} - účinnost rozvodu elektřiny

$\eta_{výt}$ - účinnost výtopny

3. 2. Modul teplárenské výroby elektřiny

Je to velikost elektřiny vyrobené kogenerační jednotkou a tepla dodaného spotřebiteli. Tato veličina ovlivňuje všechny parametry kogenerace a svým významem je analogická tepelné účinnosti při hodnocení efektivnosti elektrárny.

$$e = E_{kj} / Q_s \quad [\text{GJ}] \quad (3. 2. 1.)$$

modul teplárenské výroby elektřiny	druh kogeneračního zařízení
1,2	paroplynové
0,48 až 1	se spalovacími motory
0,3 až 0,6	se spalovacími turbínami
0,08 až 0,26	s parními turbínami a motory

Tab. 3. 2. Různé kogenerační zařízení a jejich modul teplárenské výroby

3. 3. Ekologický a ekonomický přínos kogenerace

Oproti rozdělenému způsobu výroby elektřiny a tepla, pak kogenerace výrazně snižuje celkovou velikost emisí SO₂, NO_x, CO, tuhé částice ale i CO₂ a to díky snížení spotřeby primárních energetických zdrojů a plynofikací výroby elektřiny.

Emitující látky	zemní plyn (výtopny a kogenerace)	hnědé energetické uhlí (elektrárny)
CO	0,03	0,05
NO _x	0,07	0,6
SO ₂	-	0,41
tuhé částice	-	0,23

Tab. 3. 3. Množství emisních koeficientů (kg/GJ)

Ve srovnání se samostatnou výrobou elektrické energie je účinnost kogenerace vždycky vyšší. O něco nižší může být jen v některých případech samostatné výroby tepla, ale tento rozdíl je nahrazen výrobou elektrické energie.

Z pohledu celkového národního hospodářství můžeme ekonomický přínos kogenerace vyjádřit jako rozdíl ročních nákladů na výrobu tepla a elektrické energie při rozděleném a sdruženém způsobu výroby.

Výpočet úspory ročních nákladů při výrobě v kogeneračním zařízení

$$N_u = N^{el} + N^{výt} - N^{kj} \quad [Kč \cdot rok^{-1}] \quad (3. 3. 1.)$$

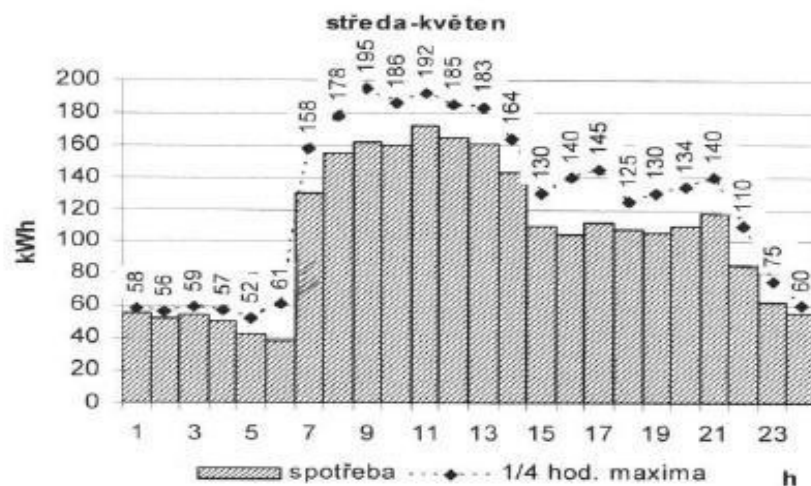
N^{el} - roční náklady při výrobě elektřiny v elektrárnách

N^{kj} - roční náklady při výrobě elektřiny a tepla v kogenerační jednotce

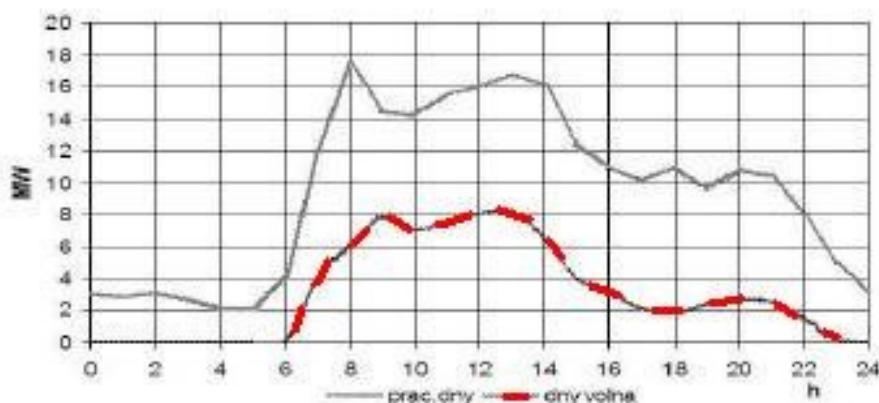
$N^{výt}$ - roční náklady při výrobě tepla ve výtopnách

3. 4. Dimenzování kogeneračních zařízení

Optimální rozměr a počet kogeneračních jednotek může být určen jen pomocí drobné technické ekonomické analýzy. Určení velikosti a počtu kogeneračních jednotek je velmi variabilní a individuální v závislosti na typu kogeneračního zařízení a druhu spotřeby tepla a elektřiny v průběhu roku. Kogenerační zařízení by měla pracovat většinou při plném využití vyrobeného tepla. Kogenerační jednotky vyrábí elektrickou a tepelnou energii. V případě, že provozovatel nemá spotřebu pro vyrobenou elektrickou energii, může ji prodat do sítě. Pokud nemá odběr pro vyrobenou tepelnou energii, musí ji mařit a to je nákladné. Zvýšení využití kogenerační jednotky je možné pomocí akumulace tepla, případně v tzv. trigeneraci, která je popsána v kapitole 11. 1. K dimenzování kogeneračních jednotek nám slouží diagramy potřeby a spotřeby tepla a diagramy potřeby elektrické energie.



Obr. 3. 4. 1. Denní diagram spotřeby elektřiny



Obr. 3. 4. 2. Denní diagram spotřeby tepla

Diagramy potřeby tepla jsou pro návrh a dimenzování kogeneračního zařízení rozhodující. Kogenerační jednotky mohou pracovat bez dodávky vyrobeného tepla jen zcela výjimečně a musely by mít pro tento případ instalováno speciální zařízení. Roční diagram potřeby tepla vyjadřuje, po jakou dobu během roku je potřeba tepla větší než její zvolená velikost. Potřeba tepla zahrnuje teplo pro vytápění, větrání, ohřev TUV a pro technologické účely.

Je tedy požadavek na co největší roční dobu využití jmenovitého výkonu kogenerační jednotky, proto se dimenzují jen na část maximální potřeby tepla.

Teplárenský součinitel

Podíl celkového jmenovitého tepelného výkonu kogenerační jednotky k požadovanému maximálnímu tepelnému výkonu zdroje. Teplárenský součinitel se volí

menší než 1, aby byla zajištěna dostatečně dlouhá roční doba využití kogeneračních jednotek. (například 0,4 až 0,6 pro dlouhou dobu trvání maximální potřeby tepla) Roční doba využití jmenovitého výkonu všech kogeneračních jednotek by neměla být menší než 3000 až 4000 hodin.

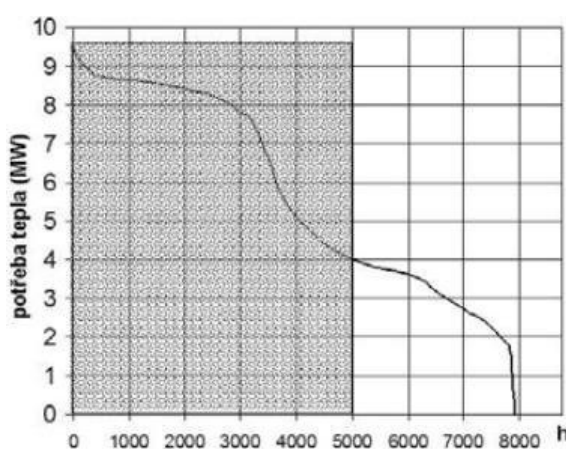
$$\alpha = Q_{kjs} / Q_{\max} \text{ nebo } \alpha = Q_{rkj} / Q_r$$

Q_{kjs} - součet jmenovitých tepelných výkonů kogeneračních jednotek zdroje

Q_{\max} - požadovaný výpočtový tepelný výkon zdroje

Q_{rkj} - roční dodávka tepla z kogeneračních zdrojů

Q_r - celková roční dodávka tepla zdroje



Obr. 3. 4. 3. Roční diagram trvání potřeby tepla pro podnik s vícesměnným provozem

3. 5. Postup návrhu kogeneračního zařízení

Je rozdělen do dvou kroků

Předběžné posouzení vhodnosti a možnosti kogenerace zejména z těchto okolností:

- je-li v dané oblasti k dispozici vhodné palivo, voda a možnost připojení k veřejné elektrické síti
- je-li k dispozici dostatečný prostor pro výstavbu zařízení a nezbytné zázemí
- jsou-li přiměřeně velké požadavky na teplo a elektřinu, jak z hlediska výkonu, tak doby ročního využití
- zda je předpokládán spotřebitel tepla blízko místa instalace kogenerační jednotky
- nebrání-li výstavbě tepelné zdroje, legislativní požadavky (hluk, emise, veřejný zájem)

Podrobný rozbor požadavků na dodávku tepla a elektřiny ve spotřebitelské soustavě a odtud vyplývající návrh typu velikosti a počtu kogeneračních jednotek:

- kompletní údaje o stávajícím tepelném zdroji vč. stavební dokumentace
- roční spotřebu tepelné a elektrické energie a její rozpis po měsících, za období několika roků a předpokládaný vývoj spotřeb v budoucnosti
- denní diagramy průběhu potřeby tepla v typických dnech roku (např. topná sezóna)
- denní diagramy průběhu potřeby elektřiny v typických dnech roku (např. pracovní dny)

4. Druhy kogeneračních zařízení a jednotek

V této kapitole jsou popsány druhy kogeneračních zařízení a jednotek pomocí literatury [1, 6].

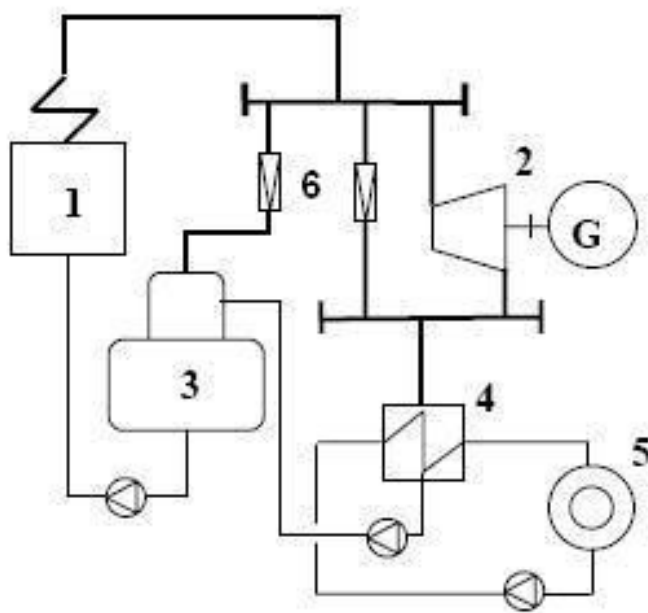
V současnosti máme mnoho provedení a nezměrné množství uplatnění v oblasti sdružené výroby tepla a elektrické energie. V dalších kapitolách se zaměříme na základní druhy těchto zařízení.

5. Kogenerace s parními turbínami a motory

V této kapitole jsou popsány kogenerační zařízení s parními turbínami a motory pomocí literatury [1, 6].

5. 1. Kogenerace s parními turbínami

V současné době se využívají parní turbíny jako motory pro průmyslová kogenerační zařízení. Nejjednodušší provedení je uspořádání s protitlakou turbínou, které využívá veškerou průchozí páru turbínou k dalšímu teplárenskému využití.



Obr. 5. 1. Schéma zapojení protitlaké parní turbíny

1 parní kotel, 2 parní turbína, 3 napájecí nádrž, 4 ohřívák topné vody, 5 spotřebič tepla, 6 redukční ventily

Jako další využití parní turbíny jako motoru je provedení parní turbína kondenzační s odběrem páry pro dodávku tepla spotřebiteli.

Rozdělení podle výkonu

a, parní turbíny středního a velkého jednotkového výkonu

Turbíny o středním a velkém výkonu, protitlaké a odběrové kondenzační byly stavěny nejčastěji pro účely velkých zdrojů tepla soustavou centralizování městských aglomerací.

b, parní turbíny malého výkonu

Pro moderní decentralizovanou kogenerační výrobu jsou v současnosti používány i parní turbíny menších výkonů, které mohou být jednostupňové a dvoustupňové, které se využívají pro menší průtoky páry a entalpické spády do cca $400 \text{ kJ} \cdot \text{KG}^{-1}$, a vícestupňové, které se používají pro vyšší parametry pracovní páry. Mají vysokou termodynamickou účinnost, která zvyšuje elektrický výkon při dané dodávce tepla.

Výhody parních turbín v kogeneraci

- možnost použití libovolného paliva
- teplo může být dodáváno v libovolné formě
- velký rozsah jednotkových výkonů
- možnost dodávky turbíny s výkonem a parametry dle potřeb investora
- vysoká celková účinnost kogeneračního zdroje
- velká životnost
- může být pokryt více než jeden požadavek na parametry dodávaného tepla

Nevýhody parních turbín v kogeneraci

- malý poměr elektrického a tepelného výkonu
- pomalé najíždění a změna výkonu
- poměrně velké investiční náklady
- obtížnější realizace úplné automatizace provozu zdroje
- velké požadavky na zastavěnou plochu
- velké požadavky na obestavěný objem celého kogeneračního zařízení
- kogenerační zařízení je složité s řadou pomocných provozů

5. 2. Parní stroj pístový

Takzvaný parní motor je objemový parní stroj pístový, který se skládá z bloku motoru, válců, pístu a šoupátkového rozvodu. Pohání elektrický generátor. Elektrický generátor a parní stroj jsou uloženy na společném rámu, na kterém je popřípadě namontováno další příslušenství motoru. Tyto parní pístové stroje jsou konstruovány tak, aby nedocházelo k znečištění páry mazacím olejem. K tomu nám slouží odlučovač oleje např. fy Polycomp – upravený motor Praga V3S.

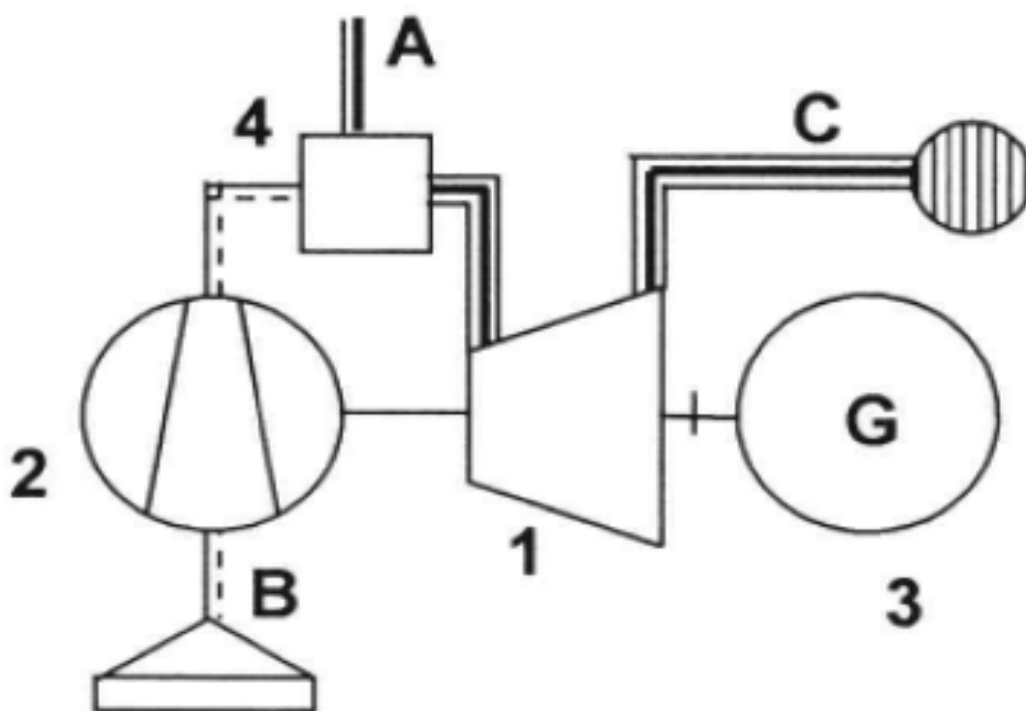
Výhody parních motorů proti parním turbínám

- možnost zpracovat menší množství páry při větším tlakovém spádu
- pro provoz parních motorů postačuje sytá pára
- použití i do malých technologických procesů
- provoz je bezobslužný
- jsou málo citlivé na kvalitu páry

6. Kogenerace se spalovacími turbínami

V této kapitole jsou popsána kogenerační zařízení se spalovacími turbínami pomocí literatury [1, 6].

Spalovací turbíny jsou v současné době nejrozšířenějšími pohonnými motory, v nově budovaných kogeneračních zařízeních pro výkon 5 až 100 MW. Spalovací turbína s jednoduchým otevřeným oběhem se skládá z kompresoru, spalovací komory, plynové turbíny, elektrického generátoru a pomocných zařízení.



Obr. 6. Schéma oběhu spalovací turbíny

*1 turbína, 2 kompresor, 3 elektrický generátor, 4 spalovací komora,
A přívod paliva, B přívod vzduchu, C odvod tepla*

V současné době se používají dva typy spalovacích turbín. Spalovací turbíny průmyslového typu mají robustní konstrukci. Konstrukce je obvykle navržena jako jednohřídelová. Tento typ je vyráběn v celém výkonovém rozsahu. Druhým typem jsou spalovací turbíny odvozené z leteckých proudových motorů doplněných o výkonovou plynovou turbínu. Konstrukce je obdobná jako u leteckých motorů a je odlehčená. Provedení bývají dvou i tříhřídelové.

Výhody spalovacích turbín v kogeneraci

- vysoká spolehlivost dovolující dlouhý provoz bez nutnosti provozních odstávek
- dostupnost vysokopotenciálního tepla, dovolujícího dodávku tepla ve všech požadovaných formách
- rychlé najíždění a změna výkonu
- možnost každodenního odstavování
- při daném výkonu malá hmotnost a rozměry
- malá spotřeba vody
- nízké investiční náklady
- malé požadavky na zastavěnou plochu a obestavěný prostor
- krátká doba výstavby zařízení
- kompaktnost provedení
- dobrá možnost automatizace vedoucí až k bezobslužnému provozu
- malé požadavky na chladicí nebo přídavnou vodu

Nevýhody spalovacích turbín v kogeneraci

- vyžaduje kvalitní a čisté palivo (plynné nebo kapalné)
- v případě spalování plynu je požadován jeho vysoký tlak popřípadě výstavba zvláštní plynové kompresorové stanice
- vysoká hladina hluku
- nižší účinnost ve srovnání se spalovacími motory
- při malých jednotkových výkonech nižší účinnost a větší investiční náklady
- horší účinnost při nízkých zatíženích a vyšších teplotách okolí

6. 1. Mikroturbíny

Jsou to velmi kompaktní malé vysokootáčkové stroje, které jsou složeny z kompresoru, spalovací komory, regeneračního výměníku, turbíny a generátoru. Konstrukce je jednohřídelová. Mikroturbíny mají převod výkonu do sítě, který je uskutečněn frekvenčním měničem. Tato zařízení mohou být navržena v celém rozsahu elektrického výkonu od 25 kW až po 250 kW. Jako hlavní paliva používáme zemní plyn, dále však můžeme pracovat s naftou, benzínem nebo vysoce výhřevnými čistými palivy. V současné době probíhá vývoj pro možné použití bioplynu. Pro účely kogenerace se tato zařízení

zapojují podobně jako malé spalovací turbíny. Mikroturbíny jsou menší než spalovací motory. Mají menší investiční náklady, náklady na údržbu i environmentální výhody.

7. Kogenerace se spalovacími motory

V této kapitole jsou popsána kogenerační zařízení se spalovacími motory pomocí literatury [1, 6].

Spalovací motory, které používáme v kogeneraci, jsou pístové motory s vnitřním spalováním, odvozené od klasických mobilních spalovacích motorů. Mají-li být tyto spalovací motory využívány pro kogeneraci je nutné je rekonstruovat pro spalování zemního plynu. Rekonstrukce se týká především spalovacího prostoru a palivového systému. Provozem spalovacích motorů vznikají nevyvážené síly a tyto pístové motory s vnitřním spalováním proto mají speciálně navržené uložení. Na základ absorbuji vzniklé vibrace. Motory je nutné vybavit kvalitní hlukovou izolací, protože při provozu vznikají nejvíce nízkofrekvenční složky, které mají nepříjemný dopad na lidský sluch.

Rozdělení spalovacích motorů:

a, Vznětové motory (dieselové nebo naftové)

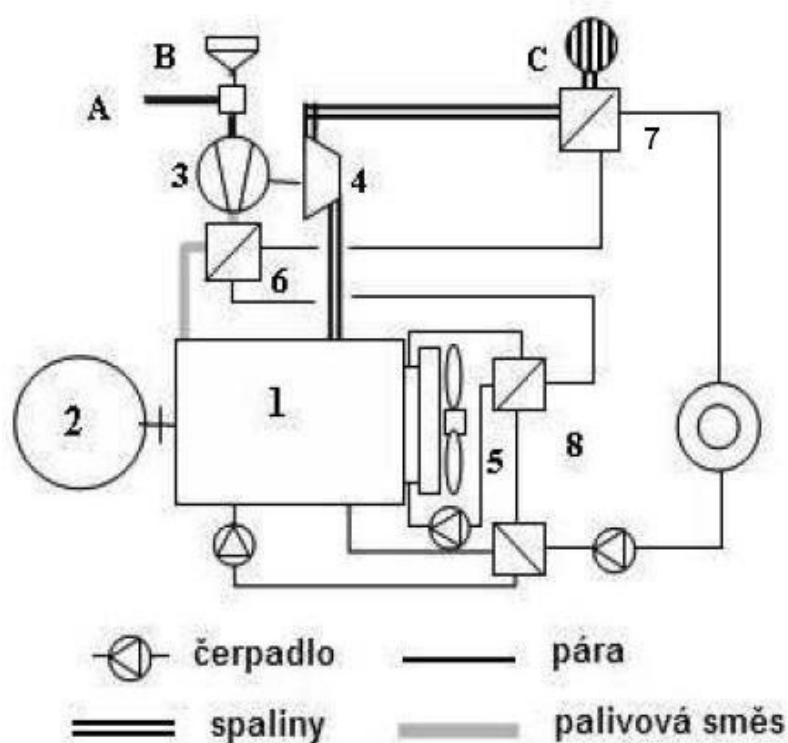
Ve válci dochází k zapálení paliva samovznícením při vstřiku do prostoru horkého stlačeného vzduchu. Účinnost na hřídeli se pohybuje v rozpětí 35 až 45 %. Výkon může být až do 25 MW.

b, Zážehové motory (benzínové)

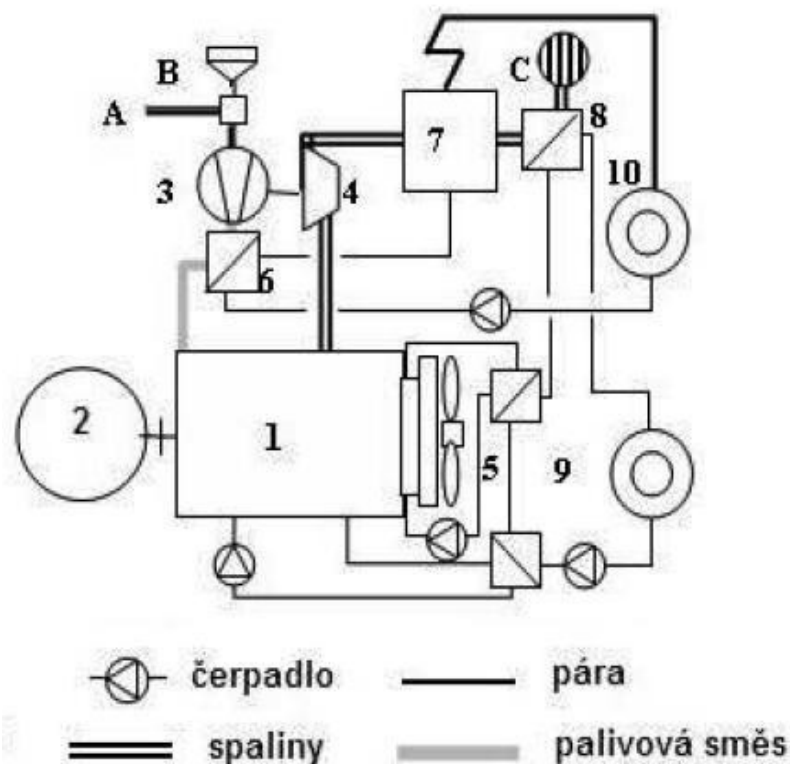
Tyto motory se vyznačují zapalováním stlačené směsi paliv a vzduchu elektrickou jiskrou. Účinnost na hřídeli se pohybuje v rozmezí 27 až 43 %. Výkon je menší než u vznětových motorů. Motory nové generace dosahují výkonu i nad 3 MW a účinnosti až 43%, která je docílena předkomůrkou.

Jako tepelný zdroj mohou být spalovací plynové motory využity pro:

- ohřev sekundární otopné vody s teplotami topné a vratné vody, tj. 90/70 °C
- práci v moderních primárních tepelných sítích s nízkými teplotami topné vody a kvalitativní regulací
- ohřev primární vody na teplotu 110 až 130 °C
- výroba páry o nižším tlaku
- předeřev napájecí vody parních kotlů a současně pro ohřev okysličovacího média těchto kotlů
- chladicí zařízení
- kombinaci přímého sušení výfukovými spalinami a ohřev topné vody teplem chlazení motoru
- výrobu páry vyššího tlaku spojenou se zařazením protitlakové parní turbíny



Obr. 7. 1. Schéma zapojení spal. motorů – dodávka tepla ve formě teplé nebo horké vody
1 spalovací motor, 2 elektrický generátor, 3 kompresor přeplňovacího turbodmychadla,
4 turbína turbodmychadla, 5 okruh chlazení oleje a bloku válců motoru s ohříváky topné
vody, 6 chladič stlačeného vzduchu, 7 spalínový ohřívák topné vody, 8 okruh topné vody



Obr. 7. 2. Schéma zapojení spalovacích motorů – dodávka tepla ve formě páry
 1 spalovací motor, 2 elektrický generátor, 3 kompresor přeplňovacího turbodmychadla,
 4 turbína turbodmychadla, 5 okruh chlazení oleje a bloku válců motoru s ohříváky topné
 vody, 6 chladič stlačeného vzduchu, 7 parní kotel, 8 spalínový ohřívák topné vody,
 9 okruh topné vody, 10 spotřebiče páry

8. Kogenerace s paroplynovými zařízeními

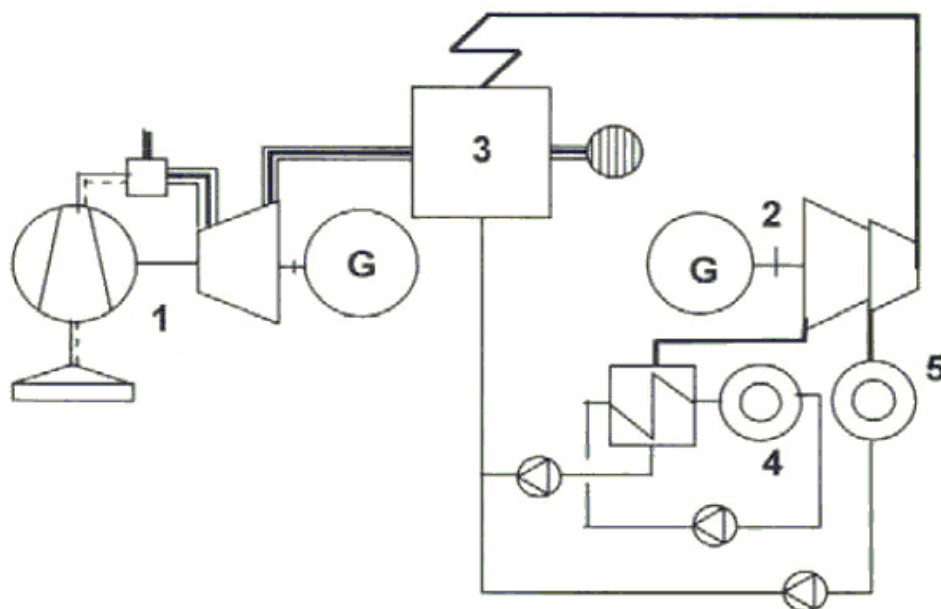
V této kapitole jsou popsána kogenerační zařízení s paroplynovými zařízeními pomocí literatury [1, 6].

Při rostoucích nárocích na ochranu životního prostředí a pro úsporu primárních energetických zdrojů se vyvinulo paroplynové zařízení, které v sobě úspěšně spojuje v jeden celek spalovací turbínu a pracovní okruh parní turbíny. Spojující výhody parní turbíny a spalovací turbíny. Tato zařízení se vyznačují neobyčejnou provozní pružností a nejvyšší účinností.

Kogenerační paroplynové zařízení, ve kterém se užívá parní turbíny, jsou v provedení jedno nebo dvoutlakové, protitlaké, odběrové protitlakové nebo odběrové kondenzační

obvykle bez regeneračního ohřevu napájecí vody. Spotřebiteli je teplo dodáváno z parního okruhu a může být v libovolné formě.

Hlavní požadavky na paroplynový zdroj jsou dosažení co nejvyšší hodnoty celkové tepelné účinnosti a co nejvyšší výroby elektrické energie.



Obr. 8. Zapojení paroplynového kogeneračního zdroje se spalovací turbínou
1 spalovací turbína, 2 parní turbína, 3 spalínový kotel, 4 spotřebitel tepla ve formě horké vody, 5 spotřebitel tepla ve formě páry

Výhody paroplynových kogeneračních zdrojů

- výrazně zvýšená výroba elektrické energie
- větší provozní pružnost
- nižší celkové měrné investiční náklady
- menší požadavky na zastavěnou plochu a prostor
- snadnější optimalizace provozu

Nevýhody paroplynových kogeneračních zdrojů

- nesourodost spalovací turbíny nebo spalovacího motoru parní turbíny
- jmenovitý výkon parní turbíny je malý

Tyto nevýhody lze odstranit použitím spalovacích turbín se vstřikem páry do spalovací komory. Tepelný oběh pracující s tímto principem je znám pod názvem Chengův cyklus.

9. Speciální kogenerační zařízení

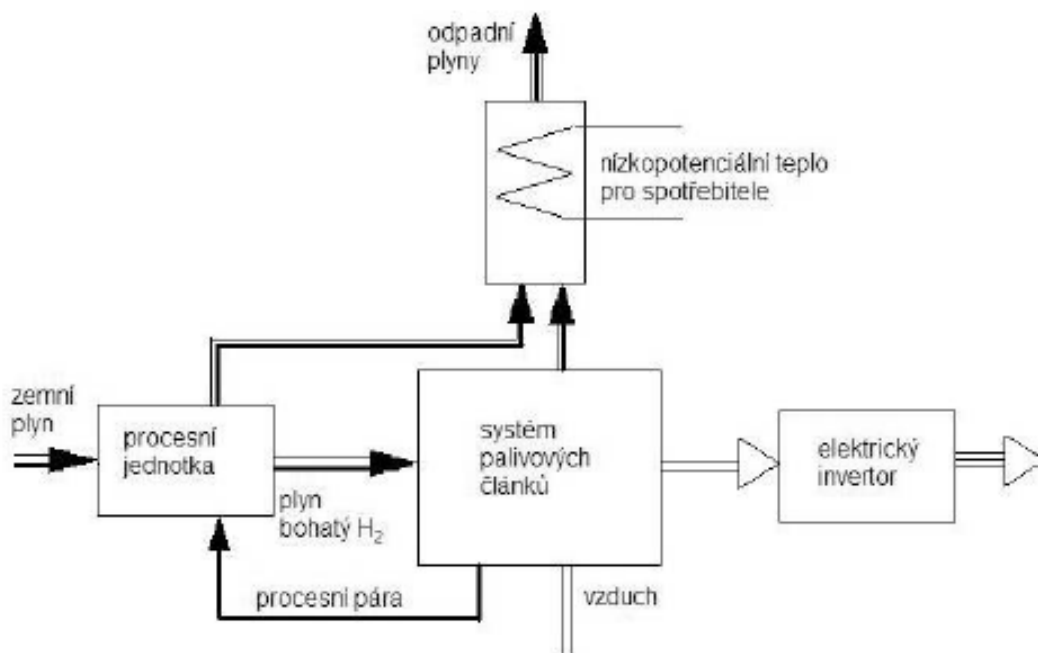
V této kapitole jsou popsána speciální kogenerační zařízení pomocí literatury [1].

9.1. Kogenerační zařízení využívající palivové články

Palivové články jsou galvanické články, které mohou přeměňovat chemickou energii obsaženou v palivu přímo na energii elektrickou. Nejčastějším zdrojem energie je vodík, který s kyslíkem může exotermním procesem vyrábět elektrickou energii prostřednictvím elektrolytu za vzniku vodní páry nebo vody.

Palivem palivových článků by mohl být nejlépe přímo vodík. V dnešní době je však možno počítat jen se zemním plynem, který tvoří převážně metan. Zemní plyn musí být rozložen na vodík a oxidy uhlíku před použitím v palivovém článku.

Kogenerační jednotky s palivovými články jsou nyní využívány pro komerční využití. Nejrozšířenějším typem palivových článků jsou články s kyselinou fosforečnou jako elektrolytem. Označení PAFC (Phosphoric Acid Fuel Cells). Tyto články pracují s teplotou přibližně 200 °C. Účinnost kogenerační jednotky asi 45%. Účinnost článku PAFC je kolem 55%.



Obr. 9.1. Schéma zařízení pro kogenerační využití palivových článků

9. 2. Využití tlakové energie zemního plynu

Forma výroby elektrické energie s minimálními energetickými nároky. S omezením a v některých případech s úplným vyloučením negativních dopadů na životní prostředí. Velmi dobře se v této oblasti mohou používat malé kogenerační zařízení.

Expanzní turbína bez kompresoru a ohřevu – možný problém pokles teploty při expanzi pod bod mrazu.

9. 3. Stirlingův motor v kogeneraci

Pracovní látka se na rozdíl od spalovacích motorů nevyměňuje. V pracovních prostorách motoru je uzavřeno stálé množství pracovního plynu, který je opakovaně přemísťován mezi horkou a studenou komorou. Nejčastěji to bývá helium nebo vodík.

Výhody Stirlingova motoru

- účinnost
- spolehlivost
- tichý chod
- nejrozumnější zdroje tepla
- nízké emise škodlivých plynů
- nulová spotřeba oleje
- dlouhá životnost

Nevýhody Stirlingova motoru

- složitost zařízení
- technická náročnost
- vysoká pořizovací cena
- náročná montáž
- použití speciálních materiálů a technologických postupů

9. 4. Tepelná čerpadla v kogeneračních zařízeních

Máme-li k dispozici dostatečné míře nízkopotenciální teplo. Zvýšíme kogenerační efekt zařazením tepelného čerpadla do otopného systému. Nejčastěji se tepelná čerpadla používají v systému centralizované zásoby tepla. Toto zapojení je omezeno a komplikováno tím, že teplota pracovní látky ve výparníku musí být menší, než je teplota zdrojové vody a naopak teplota v kondenzátoru musí být větší, než je teplota ohřívané vody použité v systému centralizované zásoby tepla.

Vhodným zdrojem tepla je v České republice geotermální voda, vody v čistírnách odpadních vod a dále odpadní vody v průmyslu s nízkým teplotním potenciálem.

10. Použití biomasy v kogeneraci

V této kapitole jsou popsána kogenerační zařízení, ve kterých se používá biomasa pomocí literatury [1].

Nejjednodušší provedení tepelného zdroje na biomasu jsou výtopny s teplovodními nebo horkovodními kotli.

10. 1. Teplárna s parní turbínou, teplárna s parním motorem

Tyto druhy zařízení se používají převážně pro spalování spalitelné biomasy. Spalování biomasy je dobře technicky vyřešeno ve dvou koncepcích:

- a, spalování na roštu
- b, spalování ve fluidní vrstvě

Protitlaká parní turbína nebo parní motor musí být instalovány s obtokovou redukční a chladicí stanicí páry, tepelná úprava vody, napájecí nádrž, výměníková stanice pro převod tepla do teplovodní či horkovodní sítě, systém odplynění apod. Musíme také zajistit chemickou úpravu vody. Teplárna má větší obestavěný prostor a vyšší nárok na investice.

10. 2. Kombinované zařízení s olejovým kotlem a organickou pracovní látkou

Pracovní cyklus s organickou látkou, kterou je speciální silikonový olej. Tato látka má pro dané účely vhodnější termodynamické vlastnosti než voda. Vysoké teplotě varu odpovídá nízký tlak par. Tyto páry mají velký měrný objem, proto je možné bez obtíží zkonstruovat turbínu.

Výhodou systému je vysoká termodynamická účinnost turbíny, vysoká elektrická účinnost, neexistující eroze průtočné části turbíny. Zařízení má dlouhou životnost a malé nároky na údržbu. Poměrně jednoduchý je start i odstavování zařízení. Zařízení se dodává v modulovém provedení. Rychlá montáž a uvedení do provozu.

10. 3. Systém Talbott

Toto zařízení je použito pro menší elektrické a tepelné výkony. Tento systém využívá vzduchovou turbínu jako modifikaci klasického oběhu spalovací turbíny. Má dvě části. Kotel vybavený teplosměnnými plochami pro ohřev stlačeného vzduchu a pro ohřev topné vody a vzduchovou turbínu s kompresorem.

Zařízení se uplatňuje všude kde je k dispozici vhodná biomasa. Jako jsou zemědělské odpady, lesní odpady, dřevní štěpka a pelety. Palivo by mělo mít vlhkost do 40% a musí být rozměrově upraveno.

Výhody systému Talbott

- kompaktnost systému
- malé rozměry
- plně automatický provoz
- možnost umístění v bezprostřední blízkosti zdroje paliva
- možnost činnosti v ostrovním provozu

10. 4. Využití biomasy zplyněním s následnou kogenerací

Větší možnost využití biopaliva než pouhým spálením může přinést transformace hořlavých látek původní suroviny do podoby plynu a jeho následné využití v nejmodernějších kogeneračních technologiích. Při zplyňovacích zařízeních je možno kogeneraci realizovat pomocí spalovacích motorů a spalovacích turbín. Základní technický problém představuje zplyňovací zařízení vyrábějící z dřevní suroviny dostatečně kvalitní topný plyn. Pro zplynění biomasy jsou používány dva základní způsoby.

a, zplyňování v generátorech s pevným ložem

Zplyňování probíhá při nižších teplotách a za atmosférického tlaku. Výhody jednodušší, méně investičně náročná, jen pro menší tepelné výkony. Toto zplyňování má i své nevýhody. Tvorba dehtových látek a odpadních fenolových vod.

b, zplyňování ve fluidních generátorech

Zplyňovací proces probíhá při teplotách 850 až 1000°C při atmosférickém tlaku nebo v tlakových generátorech při tlaku 1,5 až 2,5 MPa. Výstupní plyn lze použít pro spalování v klasických kotlových hořácích, ve spalovacích komorách spalovacích turbín a upravených spalovacích motorech.

10. 5. Výroba bioplynu anaerobní fermentací biomasy s následnou kogenerací

Anaerobní fermentace spočívá v mikrobiologické transformaci organických složek zvířecích exkrementů, odpadních vod a jiné vhodné biomasy v podmínkách bez přístupu vzduchu při mírně zvýšené teplotě, přičemž vznikne bioplyn a stabilizované hnojivo nebo kompost.

Tento proces využívají následující technologie s kogeneračním zařízením.

a, využití bioplynu ze skládek odpadů

b, čistírny odpadních vod

c, linky na zpracování exkrementů hospodářských zvířat

11. Kogenerace při výrobě chladu a v klimatizaci

V této kapitole jsou popsána kogenerační zařízení při výrobě chladu a použitá v klimatizaci pomocí literatury [1].

11. 1. Trigenerace

Trigenerace je kombinovaná výroba elektřiny, tepla a chladu. Spojuje kogenerační jednotku a chladicí jednotku absorpčního typu. Můžeme využívat vyrobené teplo z kogenerační jednotky pro výrobu chladu v letních měsících a tím výrazně prodloužit dobu provozu kogenerační jednotky, jinak spotřeba tepla klesá na minimum. Trigenerace má pozitivní vliv na ekonomické ukazatele kogeneračních jednotek.

Výroba chladu je příprava velmi chladné vody, která se může používat všude, kde je zapotřebí klimatizace. Například v obchodních centrech, nemocnicích, sportovních halách, hotelích a podobně. V současné době může být chlazení provedeno dvojím způsobem.

a, kompresorové

- pohonnou jednotkou je elektromotor nebo spalovací motor
- dobré parametry chladiva
- malé rozměry a hmotnost
- malé investiční náklady

b, absorpční

- můžeme použít méně ušlechtilou tepelnou energii
- médiem chladicího cyklu je vodní pára nebo teplá voda
- tichý a spolehlivý chod zařízení

12. Návrh kogenerační jednotky s plynovou mikroturbínou

Pro výpočet vycházím z požadovaného výkonu elektrického generátoru a zadaných parametrů plynové mikroturbíny, kompresního poměru a maximální přípustné teploty spalin před plynovou mikroturbínou. Dalšími velmi důležitými zadanými parametry jsou výhřevnost zemního plynu, tlak a teplota zemního plynu v rozvodu a účinnost jednotlivých komponentů agregátu. Tuto kapitolu jsem zpracoval pomocí literatury [1,2,3,6,7]

Výkon generátoru	$P_{\text{gen}} = 100 \text{ kW}$
Výhřevnost zemního plynu	$Q_{\text{plyn}} = 35920 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Teplota zemního plynu v rozvodu	$t_{\text{plyn}} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Tlak v přívodu zemního plynu	$p_{\text{přívod plyn}} = 250 \text{ kPa}$

Technické parametry mikroturbíny

Tlak nasávaného vzduchu do kompresoru plynové mikroturbíny	$p_{\text{sání vzduchu}} = 100 \text{ kPa}$
Teplota nasávaného vzduchu	$t_{\text{vzl}} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Kompresní poměr	$\varepsilon = 4,5$
Teplota spalin před plynovou mikroturbínou	$t_{\text{před}} = 950 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Izoentropická účinnost kompresoru	$\eta_{\text{is-vn-k}} = 0,8$
Účinnost spalovací komory	$\eta_{\text{sk}} = 0,95$
Izoentropická účinnost plynové mikroturbíny	$\eta_{\text{ize-vn-t}} = 0,8$
Mechanická účinnost turboagregátu	$\eta_{\text{m-st}} = 0,95$
Účinnost generátoru	$\eta_{\text{gen}} = 0,96$
Izoentropická účinnost plynového kompresoru	$\eta_{\text{ize-vn-plk}} = 0,9$
Mechanická účinnost plynového kompresoru	$\eta_{\text{m-plk}} = 0,95$
Účinnost elektromotoru plynového kompresoru	$\eta_{\text{elm}} = 0,9$
Teplota spalin za kotlem	$t_{\text{sp-za kotlem}} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Ztráta kotle do okolí	$\zeta_{\text{kotle}} = 1,1 \%$

Teoretické množství vzduchu	$V_{\text{vz}_t} = 9,707 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}$
Teoretické množství spalin vlhkých	$V_{\text{sp}_t^v} = 10,7 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}$

12. 1. Výpočet vzduchového kompresoru

12. 1. 1. Závislost entalpie vzduchu na teplotě t_{vz1} v sání kompresoru

$$i_{t1-vz-sání} = 1,335715 * t_{vz1} + 0,000079411 * t_{vz1}^2 \quad [\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}] \quad (12. 1. 1.)$$

$$i_{t1-vz-sání} = 1,335715 * 15 + 0,000079411 * 15^2 = 20,054 \text{ kJ} * \text{m}_N^{-3}$$

12. 1. 2. Teplota vzduchu za kompresorem izoentropická

$$t_{2IZE} = (273 + t_{vz1}) * \varepsilon^{\frac{0,4}{1,4}} - 273 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (12. 1. 2.)$$

$$t_{2IZE} = (273 + 15) * 4,5^{\frac{0,4}{1,4}} - 273 = 169,61 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

12. 1. 3. Teplota vzduchu za kompresorem skutečná

$$t_2 = t_{vz1} + \frac{(t_{2IZE} - t_{vz1})}{\eta_{ize-vn-k}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (12. 1. 3.)$$

$$t_2 = 15 + \frac{(169,61 - 15)}{0,8} = 208,267 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

12. 1. 4. Závislost entalpie vzduchu na teplotě t_2 za kompresorem

$$i_{t2-vz-výtlač} = 1,335715 * t_2 + 0,000079411 * t_2^2 \quad [\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}] \quad (12. 1. 4.)$$

$$i_{t2-vz-výtlač} = 1,335715 * 208,267 + 0,000079411 * 208,267^2 = 281,63 \text{ kJ} * \text{m}_N^{-3}$$

12. 1. 5. Vnitřní práce vzduchového kompresoru

$$A_{VNk} = \lambda * V_{Vzt} * (i_{t2-vz-výtlač} - i_{t1-vz-sání}) \quad [\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}] \quad (12. 1. 5.)$$

$$A_{VNk} = 3,1 * 9,707 * (281,63 - 20,054) = 7859,41 \text{ kJ} * \text{m}_N^{-3}$$

12. 2. Výpočet plynového kompresoru

12. 2. 1. Závislost entalpie plynu na teplotě t_{plyn} v sání kompresoru

$$i_{t1-\text{plyn}-\text{sání}} = 1,628543 * t_{\text{plyn}} + 0,00104682 * t_{\text{plyn}}^2 \quad [\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}] \quad (12. 2. 1.)$$

$$i_{t1-\text{plyn}-\text{sání}} = 1,628543 * 15 + 0,00104682 * 15^2 = 24,664 \text{ kJ} * \text{m}_N^{-3}$$

12. 2. 2. Kompresní poměr plynového kompresoru

$$\varepsilon_{\text{plk}} = 0,1 * \frac{\varepsilon}{(p_{\text{přívod plynu}} * 1000^{-1})} \quad [-] \quad (12. 2. 2.)$$

$$\varepsilon_{\text{plk}} = 0,1 * \frac{4,5}{(250 * 1000^{-1})} = 1,8$$

12. 2. 3. Teplota plynu za kompresorem izoentropická

$$t_{2-\text{plyn}-\text{IZE}} = (273 + t_{\text{plyn}}) * \varepsilon_{\text{plk}}^{\frac{0,3}{1,3}} - 273 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (12. 2. 3.)$$

$$t_{2-\text{plyn}-\text{IZE}} = (273 + 15) * 1,8^{\frac{0,3}{1,3}} - 273 = 56,837 ^{\circ}\text{C}$$

12. 2. 4. Teplota plynu za kompresorem skutečná

$$t_{2-\text{plyn}} = t_{\text{plyn}} + \frac{(t_{2-\text{plyn}-\text{IZE}} - t_{\text{plyn}})}{\eta_{\text{ize-vn-plk}}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (12. 2. 4.)$$

$$t_{2-\text{plyn}} = 15 + \frac{(56,837 - 15)}{0,9} = 61,487 ^{\circ}\text{C}$$

12. 2. 5. Závislost entalpie plynu na teplotě $t_{2\text{-plyn}}$ za kompresorem

$$i_{t2\text{-plyn-výtlak}} = 1,628543 * t_{2\text{-plyn}} + 0,00104682 * t_{2\text{-plyn}}^2 \text{ [kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}] \quad (12. 2. 5.)$$

$$i_{t2\text{-plyn-výtlak}} = 1,628543 * 61,487 + 0,00104682 * 61,487^2 = 104,093 \text{ kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$$

12. 2. 6. Práce plynového kompresoru

$$A_{\text{plk}} = i_{t2\text{-plyn-výtlak}} - i_{t1\text{-plyn-sání}} \quad [\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}] \quad (12. 2. 6.)$$

$$A_{\text{plk}} = 104,093 - 24,664 = 79,429 \text{ kJ/m}_\text{N}^3$$

12. 2. 7. Výkon plynového kompresoru

$$P_{\text{plk}} = A_{\text{plk}} * \dot{V}_{\text{pl}} \quad [\text{kW}] \quad (12. 2. 7.)$$

$$P_{\text{plk}} = 79,429 * 0,0135 = 1,078 \text{ kW}$$

12. 2. 8. Vnitřní příkon plynového kompresoru

$$P_{\text{VN-plk}} = \dot{V}_{\text{pl}} * \frac{(i_{t2\text{-vz-výtlak}} - i_{t1\text{-plyn-sání}})}{\eta_{\text{m-plk}}} \quad [\text{kW}] \quad (12. 2. 8.)$$

$$P_{\text{VN-plk}} = 0,0135 * \frac{(104,093 - 24,664)}{0,95} = 1,13 \text{ kW}$$

12. 2. 9. Příkon elektromotoru plynového kompresoru

$$P_{\text{elm-plk}} = \frac{P_{\text{VN-plk}}}{\eta_{\text{elm}}} \quad [\text{kW}] \quad (12. 2. 9.)$$

$$P_{\text{elm-plk}} = \frac{1,03}{0,9} = 1,256 \text{ kW}$$

12. 3. Výpočet spalovací komory

12. 3. 1. Závislost entalpie teoretického vzduchu při teplotě v bodě 3 = teplotě spalin před plynovou mikroturbínou

$$i_{t3-vz} = 1,335715 * t_{před} + 0,000079411 * t_{před}^2 \quad [kJ * m_N^{-3}] \quad (12. 3. 1.)$$

$$i_{t3-vz} = 1,335715 * 950 + 0,000079411 * 950^2 = 1340,598 \text{ kJ} * m_N^{-3}$$

12. 3. 2. Závislost entalpie teoretických spalin při teplotě v bodě 3 = teplotě spalin před plynovou mikroturbínou

$$i_{t3-sp} = 1,430255 * t_{před} + 0,0001041682 * t_{před}^2 \quad [kJ * m_N^{-3}] \quad (12. 3. 2.)$$

$$i_{t3-sp} = 1,430255 * 950 + 0,0001041682 * 950^2 = 1452,754 \text{ kJ} * m_N^{-3}$$

12. 3. 3. Přebytek vzduchu

$$\lambda = \frac{(Q_{\text{plyn}} + i_{t2-vz-výtlač} + (V_{VZ_t} * i_{t3-vz}) - V_{sp_t^v} * i_{t3-sp}) * \eta_{sk}}{V_{VZ_t} * (i_{t3-vz} - i_{t2-vz-výtlač})} \quad [-] \quad (12. 3. 3)$$

$$\lambda = \frac{(35920 + 104,093 + (9,707 * 1340,598) - 10,7 * 1452,754) * 0,95}{9,707 * (1340,598 - 281,63)}$$

$$\lambda = 3,10$$

12. 4. Výpočet plynové mikroturbíny

12. 4. 1. Teplota za plynovou mikroturbínou izoentropická

$$t_{4IZE} = \frac{(273 + t_{před})^{\frac{0,4}{\varepsilon^{1,4}}}}{\varepsilon^{1,4}} - 273 \quad [^{\circ}C] \quad (12. 4. 1.)$$

$$t_{4IZE} = \frac{(273 + 950)}{4,51,4^{0,4}} - 273 = 522,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

12. 4. 2. Teplota za plynovou mikroturbínou skutečná

$$t_4 = t_{\text{před}} - (t_{\text{před}} - t_{4IZE}) * \eta_{ize-vn-t} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (12. 4. 2.)$$

$$t_4 = 950 - (950 - 522,8) * 0,8 = 608,226 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

12. 4. 3. Závislost entalpie spalin při teplotě t_4

$$i_{t4-sp} = 1,430255 * t_4 + 0,0001041682 * t_4^2 \quad [\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}] \quad (12. 4. 3.)$$

$$i_{t4-sp} = 1,430255 * 608,226 + 0,0001041682 * 608,226^2 = 908,454 \text{ kJ} * \text{m}_N^{-3}$$

12. 4. 4. Závislost entalpie vzduchu při teplotě t_4

$$i_{t4-vz} = 1,335715 * t_4 + 0,000079411 * t_4^2 \quad [\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}] \quad (12. 4. 4.)$$

$$i_{t4-vz} = 1,335715 * 608,226 + 0,000079411 * 608,226^2 = 841,794 \text{ kJ} * \text{m}_N^{-3}$$

12. 4. 5. Vnitřní práce plynové mikroturbíny

$$A_{VNt} = (\lambda - 1) * (i_{t3-vz} - i_{t4-vz}) * V_{Vzt} + (i_{t3-sp} - i_{t4-sp}) * V_{sp_t^v}$$

$$A_{VNt} \quad [\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}] \quad (12. 4. 5.)$$

$$A_{VNt} = (3,1 - 1) * (1348,598 - 841,794) * 9,907 + (1452,754 - 908,454) * 10,7$$

$$A_{VNt} = 15969,38 \text{ kJ} * \text{m}_N^{-3}$$

12. 4. 6. Vnitřní práce agregátu

$$A_{ag} = A_{VNt} - A_{VNk} \quad [\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}] \quad (12. 4. 6.)$$

$$A_{ag} = 15969,38 - 7859,384 = 8109,996 \text{ kJ} * \text{m}_N^{-3}$$

12. 5. Výpočet turbogenerátoru

12. 5. 1. Vnitřní práce generátoru

$$A_g = A_{ag} * \eta_{gen} * \eta_{m-st} \quad [kJ * m_N^{-3}] \quad (12. 5. 1.)$$

$$A_g = 8109,996 * 0,96 * 0,95 = 7396,316 \text{ kJ} * m_N^{-3}$$

12. 5. 2. Účinnost výroby elektrické energie

$$\eta_{el} = \frac{A_g}{Q_{plyn}} \quad [-] \quad (12. 5. 2.)$$

$$\eta_{el} = \frac{7396,316}{35920} = 0,206$$

12. 5. 3. Spotřeba plynu

$$\dot{V}_{pl} = \frac{P_{gen}}{Q_{plyn} * \eta_{el}} \quad [m^3 * s^{-1}] \quad (12. 5. 3.)$$

$$\dot{V}_{pl} = \frac{100}{35920 * 0,206} = 0,0135 \text{ m}^3 * s^{-1}$$

12. 5. 4. Elektrický výkon do sítě

$$P_{el} = P_{gen} - P_{elm-plk} \quad [kW] \quad (12. 5. 4.)$$

$$P_{el} = 100 - 1,256 = 98,744 \text{ kW}$$

12. 6. Kotel na odpadní teplo

12. 6. 1. Závislost entalpie teoretického vzduchu při teplotě t_5 = teplota spalin za kotlem

$$i_{t5-vz} = 1,335715 * t_5 + 0,000079411 * t_5^2 \quad [kJ * m_N^{-3}] \quad (12. 6. 1.)$$

$$i_{t5-vz} = 1,335715 * 150 + 0,000079411 * 150^2 = 202,144 \text{ kJ} * m_N^{-3}$$

12. 6. 2. Závislost entalpie teoretických spalin při teplotě t_5 = teplota spalin za kotlem

$$i_{t5-sp} = 1,430255 * t_5 + 0,0001041682 * t_5^2 \quad [kJ * m_N^{-3}] \quad (12. 6. 2.)$$

$$i_{t5-sp} = 1,430255 * 150 + 0,0001041682 * 150^2 = 216,882 \text{ kJ} * m_N^{-3}$$

12. 6. 3. Tepelný výkon kotle

$$P_k = [V_{vz,t} * (\lambda - 1) * (i_{t4-vz} - i_{t5-vz}) + (i_{t4-sp} - i_{t5-sp}) * V_{sp,t}^v] * \dot{V}_{pl} * \frac{100 - \xi_{kotle}}{100}$$

$$P_k \quad [kW] \quad (12. 6. 3.)$$

$$P_k = [9,707 * (3,1 - 1) * (841,794 - 202,144) + (908,454 - 216,882) * 10,7] * 0,0135 * \frac{100 - 1,1}{100}$$

$$P_k = 272,913 \text{ kW}$$

12. 6. 4. Příkon kotle na odpadní teplo

$$P_{\check{k}} = \dot{V}_{sp} * i_{t4-sp} \quad [kW] \quad (12. 6. 4.)$$

$$P_{\check{k}} = 0,42 * 908,454 = 381,55 \text{ kW}$$

12. 6. 5. Účinnost kotle na odpadní teplo

$$\eta_{k-odp} = \frac{P_k}{P\check{r}_k} * 100 \quad [\%] \quad (12. 7.)$$

$$\eta_{k-odp} = \frac{272,913}{381,55} * 100 = 71,5 \%$$

12. 7. Celková účinnost kogeneračního zařízení

$$\eta_{cel} = \frac{(P_k + P_{el})}{(Q_{plyn}/\dot{V}_{pl})} * 100 \quad [\%] \quad (12. 7.)$$

$$\eta_{cel} = \frac{(272,913 + 98,855)}{(35920/0,0135)} * 100 = 76,66 \%$$

13. Výpočty spalování a entalpií pro výměník tepla

V této kapitole jsou popsány výpočty spalování a entalpií s využitím literatury [3,6,7].

Tyto výpočty budou společné, jak pro výměník s hladkou trubkou, tak pro výměník s žebrovanou trubkou.

13. 1. Objem spalín skutečných vlhkých

$$V_{sp_{sk}}^v = V_{sp_t}^v + (\lambda - 1) * V_{vz_t} \quad [m_N^3 * m_N^{-3}] \quad (13. 1.)$$

$$V_{sp_{sk}}^v = 10,7 + (3,1 - 1) * 9,707 = 31,0853 m_N^3 * m_N^{-3}$$

13. 2. Množství spalín

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp_{sk}}^v * \dot{V}_{pl} \quad [m_N^3 * s^{-1}] \quad (13. 2.)$$

$$\dot{V}_{sp} = 31,0853 * 0,0135 = 0,42 m_N^3 * s^{-1}$$

13. 3. Závislost entalpie spalín na teplotě

Pro teplotu spalín $t_4 = 608,226 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$i_{t_4-\text{sp}} = 1,430255 * t_{t_4-\text{sp}} + 0,00010411682 * t_{t_4-\text{sp}}^2 \quad [\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}] \quad (13. 3. 1.)$$

$$i_{t_4-\text{sp}} = 1,430255 * 608,226 + 0,00010411682 * 608,226^2 = 908,454 \text{ kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$$

Pro teplotu spalín $t_5 = 150 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$i_{t_5-\text{sp}} = 1,430255 * t_5 + 0,00010411682 * t_5^2 \quad [\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}] \quad (13. 3. 2.)$$

$$i_{t_5-\text{sp}} = 1,430255 * 150 + 0,00010411682 * 150^2 = 216,882 \text{ kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$$

13. 4. Závislost entalpie vzduchu na teplotě

Pro teplotu vzduchu $t_4 = 608,226 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$i_{t_4-\text{vz}} = 1,335715 * t_4 + 0,000079411 * t_4^2 \quad [\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}] \quad (13. 4. 1.)$$

$$i_{t_4-\text{vz}} = 1,335715 * 608,226 + 0,000079411 * 608,226^2 = 841,794 \text{ kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$$

Pro teplotu vzduchu $t_5 = 150 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$i_{t_5-\text{vz}} = 1,335715 * t_5 + 0,000079411 * t_5^2 \quad [\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}] \quad (13. 4. 2.)$$

$$i_{t_5-\text{vz}} = 1,335715 * 150 + 0,000079411 * 150^2 = 202,144 \text{ kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$$

13. 5. Entalpie spalín

Pro teplotu spalín $t_4 = 608,226 \text{ } ^\circ\text{C}$ a pro teplotu vzduchu $t_4 = 608,226 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$i_{\text{spalín}-t_4} = \frac{V_{\text{sp}}^v}{V_{\text{sp}}^v} * i_{t_4-\text{sp}} + \frac{(\lambda - 1) * V_{\text{vz}}}{V_{\text{sp}}^v} * i_{t_4-\text{vz}} \quad [\text{kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}] \quad (13. 5. 1.)$$

$$i_{\text{spalín}-t_4} = \frac{10,7}{31,085} * 908,454 + \frac{(3,1 - 1) * 9,707}{31,085} * 841,794 = 864,74 \text{ kJ} * \text{m}_\text{N}^{-3}$$

Pro teplotu spalin $t_5=150^\circ\text{C}$ a pro teplotu vzduchu $t_5=150^\circ\text{C}$

$$i_{\text{spalin}-t_5} = \frac{V_{\text{sp}_t^v}}{V_{\text{sp}_{\text{sk}}^v}} * i_{t_5-\text{sp}} + \frac{(\lambda - 1) * V_{\text{vz}_t}}{V_{\text{sp}_{\text{sk}}^v}} * i_{t_5-\text{vz}} \quad [\text{kJ} * \text{m}_N^{-3}] \quad (13.5.2.)$$

$$i_{\text{spalin}-t_5} = \frac{10,7}{31,085} * 216,882 + \frac{(3,1 - 1) * 9,707}{31,085} * 202,144 = 207,217 \text{ kJ} * \text{m}_N^{-3}$$

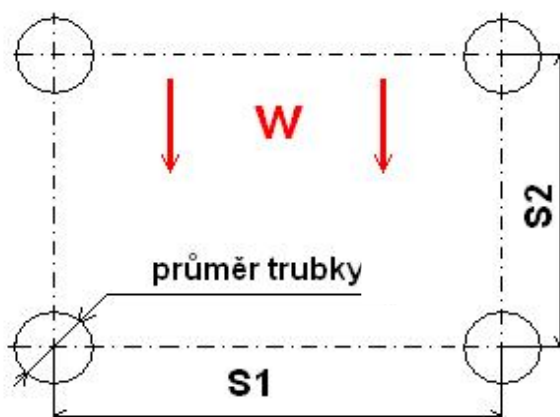
14. Tepelný výpočet ohříváku vody (EKO) pro hladkou a žebrovanou trubku

V této kapitole je popsán tepelný výpočet ohříváku vody pomocí literatury [3,6,7]. Pro své řešení jsem si vybral ohřívák vody, který bude řešen jako protiproudý výměník tepla s hladkou nebo žebrovanou trubkou mezi spaliny a vodou, která bude dále používána jako pracovní médium, které v sobě přenáší tepelnou energii.

14. 1. Návrh geometrie a rychlostí médií v ohříváku vody (EKO) pro hladkou trubku

Vnější průměr trubek	$d_{\text{vnější}} = 20\text{mm}$	
Tloušťka stěny trubek	$t_{\text{tr}} = 1,5\text{mm}$	
Vnitřní průměr trubek	$d_{\text{vnitřní}} = 17\text{mm}$	
Rychlost spalin	$w_s = 20\text{m} * \text{s}^{-1}$	(doporučená hodnota až $20\text{m} * \text{s}^{-1}$)
Rychlost vody	$w_v = 0,5\text{m} * \text{s}^{-1}$	(dop. hod. 0,4 až $1,2\text{m} * \text{s}^{-1}$)
Podélná rozteč trubek	$s_1 = 0,07\text{m}$	(dop. hod. $s_1 = (2\text{ až } 3,5) * D$)
Příčná rozteč trubek	$s_2 = 0,05\text{m}$	(dop. hod. $s_2 = (1,5\text{ až } 2,5) * D$)

Trubky za sebou



Obr. 14.1. Uspořádání hladkých trubek ve výměníku

14. 2. Tepelná bilance spalín ve výměníku

$$Q = V_{sp} * (i_{spalín-t4} - i_{spalín-t5}) \quad [kW] \quad (14. 2.)$$

$$Q = 0,42 * (864,74 - 207,217) = 276,159 \text{ kW}$$

14. 3. Tepelná bilance vody v hladkých a žebrovaných trubkách

pro tlak $P_{vody}=0,8 \text{ MPa}$

teplota na vstupu do výměníku $t_{v1} = 70^{\circ}\text{C}$

teplota na výstupu z výměníku $t_{v2} = 110^{\circ}\text{C}$

přepočteno z tabulek

entalpie vody $i_{v-t2} = 461,76 \text{ kJ} * \text{kg}^{-1}$

entalpie vody $i_{v-t1} = 293,64 \text{ kJ} * \text{kg}^{-1}$

$$Q = m_{H2O} * (i_{vt2} - i_{vt1}) \quad [kW] \quad (14. 3. 1.)$$

Z tepelné bilance vody vypočtu hmotnostní průtok m_{H2O}

$$m_{H2O} = \frac{Q}{(i_{v-t2} - i_{v-t2})} \quad [kg * s^{-1}]$$

$$m_{H2O} = \frac{276,159}{(461,76 - 293,64)} = 1,643 \text{ kg} * \text{s}^{-1}$$

Měrná tepelná kapacita vody $c = 4,19 \text{ kJ}*(\text{kg}*K)^{-1}$

Kontrolní přepočet

$$Q = m_{H2O} * c * (t_{v2} - t_{v1}) \quad [kW] \quad (14. 3. 2.)$$

$$Q = 1,643 * 4,19 * (110 - 70) = 275,367 \text{ kW}$$

Výpočty jsou velmi podobné. Dále budu používat $Q = 276,159 \text{ kW}$

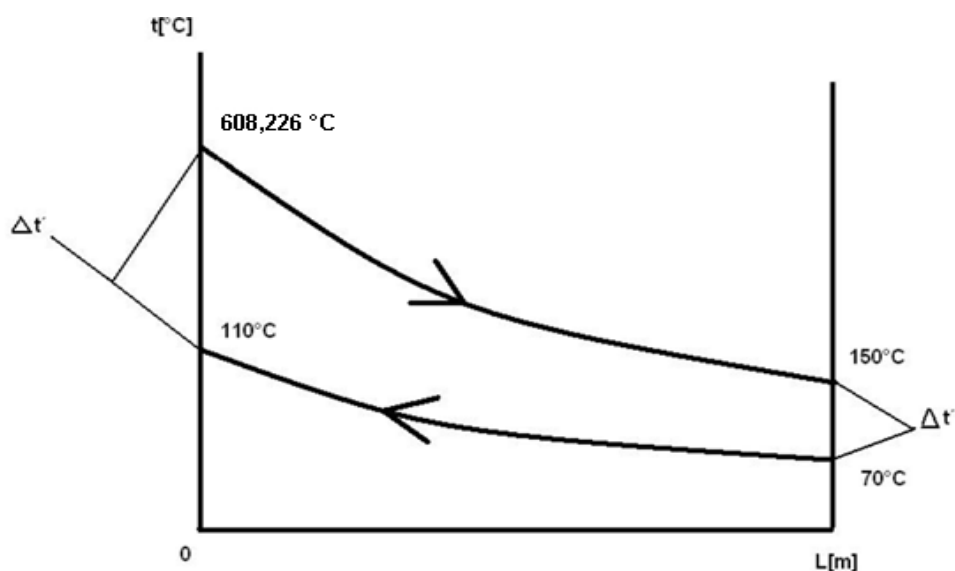
15. Výměník – protiproud – hladká trubka

V této kapitole je popsán výpočet výměníku – protiproud pomocí využití literatury [3,6,7].

15. 1. Střední teplota ve výměníku pro hladkou a žebrovanou trubku

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad [^{\circ}\text{C} \text{ (K)}] \quad (15. 1.)$$

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(608,226 - 110) - (150 - 70)}{\ln \frac{(608,226 - 110)}{(150 - 70)}} = 226,5 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$



Obr. 15. 1 Změna teplot vody a spalín ve výměníku

15. 2. Součinitel prostupu tepla stěnou pro hladkou trubku

Součinitel tepelné vodivosti pro konstrukční ocel 500°C, 0,1C $\lambda_{\text{ocel}} = 40,2 \text{ W} * (\text{m} * \text{K})^{-1}$

Součinitel přestupu tepla vodou $\alpha_{\text{H}_2\text{O}}$ zanedbáváme

Součinitel přestupu tepla spalínami α_{sp} vypočteme pomocí vztahu

Pro spaliny při tlaku $P_{\text{spalin}} = 0,1 \text{ MPa}$ a o střední teplotě spalín $t_{\text{stř.spalin}} = 400^{\circ}\text{C}$

Kinetická viskozita $\nu = 0,00006038 \text{ m}^2 * \text{s}^{-1}$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,64$

Součinitel tepelné vodivosti spalin $\lambda_{sp} = 0,057 \text{ W} * (\text{m} * \text{K})^{-1}$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru C_z

C_z pro $z_2 > 10$

$$C_z = 1$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku C_s v závislosti na poměrné příčné rozteči trubek

$\sigma_1 = s_1/D$ a poměrné podélné rozteči $\sigma_2 = s_2/D$

$$\sigma_1 = \frac{0,07}{0,02} = 3,5$$

$$\sigma_2 = \frac{0,05}{0,02} = 2,5$$

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 * \sigma_1 - 3) * \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} \quad [-] \quad (15.2.1.)$$

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 * 3,5 - 3) * \left(1 - \frac{2,5}{2}\right)^3\right]^2} = 1,137$$

$$\alpha_{sp} = 0,2 * C_z * C_s * \frac{\lambda_{sp}}{D} * \left(\frac{w_s * D}{v}\right)^{0,65} * Pr^{0,33} \quad [\text{W} * (\text{m}^2 * \text{K})^{-1}] \quad (15.2.2.)$$

$$\alpha_{sp} = 0,2 * 1 * 1,137 * \frac{0,057}{0,035} * \left(\frac{20 * 0,035}{60,38 * 10^{-6}}\right)^{0,65} * 0,64^{0,33} = 170,5 \text{ W} * (\text{m}^2 * \text{K})^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla stěnou

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{sp}} + \frac{1}{\lambda_{ocel}} + \frac{1}{\alpha_{H2O}}} \quad [\text{W} * (\text{m}^2 * \text{K})^{-1}] \quad (15.2.3.)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{170,5} + \frac{0,0015}{40,2}} = 169,422 \text{ W} * (\text{m}^2 * \text{K})^{-1}$$

15. 3. Tepelná bilance výměníku s hladkou trubicí

$$Q = S * k * \Delta t_{stř} \quad [W] \quad (15. 3.)$$

Z tepelné bilance výměníku vypočtu velikost výhřevné plochy

$$S = \frac{Q}{k * \Delta t_{stř}} = \frac{276,159 * 1000}{169,422 * 226,5} = 7,197 \text{ m}^2$$

15. 4. Počet paralelních trubek ohříváku vody

měrný objem vody $v_w = 0,00103 \text{ m}^3 * \text{kg}$

$$n_{tr} = \frac{4 * m_{H_2O} * v_w}{\pi * d_{vnitřní}^2 * w_w} \quad [-] \quad (15. 4.)$$

$$n_{tr} = \frac{4 * 1,643 * 0,00103}{\pi * 0,017^2 * 0,5} = 14,91$$

zaokrouhleno na $n_{tr} = 15$

15. 5. Čelní rozměr spalínového průtahu

$$a = (n_{tr} - 1) * s_1 + d_{vnější} + 0,06 \quad [m] \quad (15. 5.)$$

$$a = 14 * 0,07 + 0,02 + 0,06 = 1,06 \text{ m}$$

15. 6. Boční rozměr spalínového průtahu

$$b = \frac{V_{sp_{sk}}^v * s_1}{a * w_w * (s_1 - d_{vnější})} \quad [m] \quad (15. 6.)$$

$$b = \frac{31,085 * 0,07}{1,06 * 20 * (0,07 - 0,02)} = 2,053 \text{ m}$$

15. 7. Délka jedné hladké trubky

$$L = \frac{S}{n_{tr} * \pi * d_{vnější}} \quad [m] \quad (15. 7.)$$

$$L = \frac{7,197}{15 * \pi * 0,02} = 7,64 \text{ m}$$

15. 8. Počet řad ohříváku vody

$$z_2 = \frac{L}{b} \quad [-] \quad (15. 8.)$$

$$z_2 = \frac{7,64}{2,053} = 3,72$$

Zaokrouhleno na $z_2 = 4$

15. 9. Výška svazku EKA

$$H = (z_2 - 1) * s_2 + 0,20 \quad [m] \quad (15. 9.)$$

$$H = (4 - 1) * 0,05 + 0,20 = 0,35 \text{ m}$$

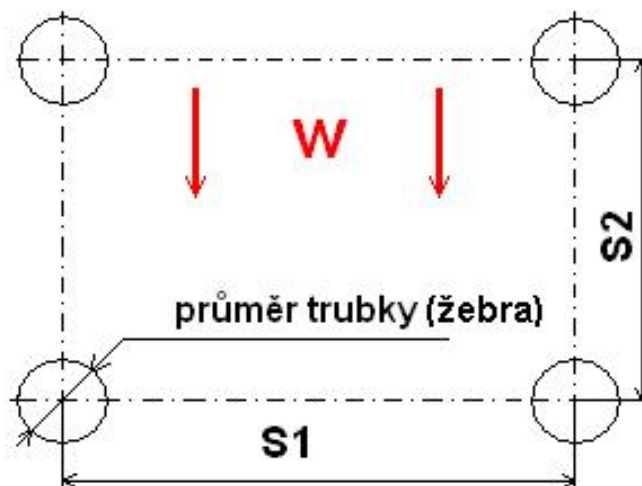
16. Návrh geometrie a rychlostí médií v ohříváku vody (EKO) pro žebrovanou trubku

V této kapitole je popsán výpočet výměníku – protiproud pomocí využití literatury [3,6,7]. Pro zachování dobré porovnatelnosti výpočtu jsem zachoval stejné navržené hodnoty, jako pro hladkou trubku v kapitole 14. 1.

Rozdíl

Podélná rozteč trubek	$s_1 = 0,096\text{m}$	(dop. h. $s_1 = (2\text{ až } 3,5) * D_{žebra}$)
Příčná rozteč trubek	$s_2 = 0,07\text{m}$	($s_2 = (1,5\text{ až } 2,5) * D_{žebra}$)

Trubky za sebou



Obr 16. Uspořádání žebrovaných trubek ve výměníku

16. 1. Výpočet a návrh velikosti a geometrie žeber

Poměr $D_{\text{žebra}}/d_{\text{vnější}}$ si určím podle diagramu na obr. 17. 3. $D_{\text{žebra}}/d_{\text{vnější}} = 1,6$

Výpočet průměru žeber

$$D_{\text{žebra}} = d_{\text{vnější}} * 1,6 \quad [\text{mm}] \quad (16. 1. 1.)$$

$$D_{\text{žebra}} = 20 * 1,6 = 32 \text{ mm}$$

Výpočet tloušťky žebra

$$\text{Poměr } \sqrt{\frac{\delta_2}{\delta_1}} \text{ podle diagramu (str. 12)} \quad \sqrt{\frac{\delta_2}{\delta_1}} = 0,6$$

Tloušťka na trubce $\delta_1 = 2 \text{ mm}$

Výpočet tloušťky na konci žebra

$$\delta_2 = \delta_1 * 0,6^2 \quad [\text{mm}] \quad (16. 1. 2.)$$

$$\delta_2 = 2 * 0,6^2 = 0,72 \text{ mm}$$

Výpočet střední tloušťky žebra

$$\delta_z = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} \quad [\text{mm}] \quad (16.1.3.)$$

$$\delta_z = \frac{2 + 0,72}{2} = 1,36 \text{ mm}$$

Výpočet výšky žebra

$$h_z = \frac{D_{\text{žebra}} - d_{\text{vnější}}}{2} \quad [\text{mm}] \quad (16.1.2.)$$

$$h_z = \frac{32 - 20}{2} = 6 \text{ mm}$$

Rozteč žeber $S_z = 25 \text{ mm}$

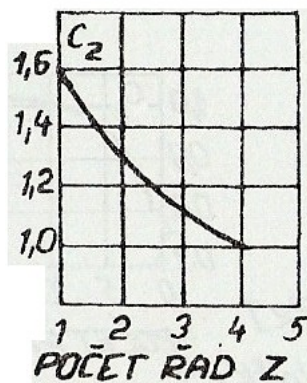
17. Výměník – protiproud – žebrovaná trubka

V této kapitole je popsán výpočet výměníku – protiproud pomocí využití literatury [3,6,7].

17. 1. Součinitel prostupu tepla stěnou pro žebrovanou trubku

V této kapitole je popsán výpočet součinitele prostupu tepla k pro žebrovanou trubku pomocí využití literatury [7]. Pro zachování dobré porovnatelnosti výpočtu jsem zachoval stejné navržené hodnoty, jako pro hladkou trubku v kapitole 15. 2.

Opravný koeficient na počet příčných řad z svazku C_z



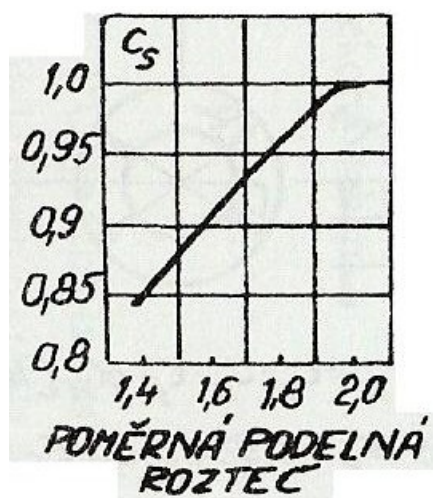
Obr. 17.1. Opravný koeficient na počet příčných řad ze svazku C_z pro $z_2 < 4$ (určíme z diagramu)

$$C_z = 1,1$$

Opravný koeficient na uspořádání trubek C_s v závislosti na poměrné podélné rozteči

$$\sigma_2 = s_2/D_{\text{žebra}}$$

$$\sigma_2 = \frac{0,070}{0,032} = 2,2$$



Obr. 17. 2. Opravný koeficient na uspořádání trubek v závislosti na poměrné podélné rozteči

C_s pro $\sigma_2 < 2$ (určíme z diagramu)

$$C_s = 1$$

Poměrná příčná rozteči trubek $\sigma_1 = s_1/D_{\text{žebra}}$

$$\sigma_1 = \frac{0,096}{0,032} = 3$$

Pro uspořádání trubek za sebou s kruhovými žebry

$$\alpha_k = 0,105 * C_z * C_s * \frac{\lambda_{sp}}{S_z} * \left(\frac{d_{vnější}}{S_z}\right)^{-0,54} * \left(\frac{h_z}{S_z}\right)^{-0,14} * \left(\frac{W * S_z}{v}\right)^{0,72}$$

$$\alpha_k \quad [W * (m^2 * K)^{-1}] \quad (17.1.1.)$$

$$\alpha_k = 0,105 * 1,1 * 1 * \frac{0,057}{0,025} * \left(\frac{20}{25}\right)^{-0,54} * \left(\frac{6}{25}\right)^{-0,14} * \left(\frac{20 * 0,025}{60,38 * 10^{-6}}\right)^{0,72} =$$

$$\alpha_k = 240,234 W * (m^2 * K)^{-1}$$

Koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra Ψ_z

Pro žebra s kruhovým základem $\Psi_z = 0,85$

ε_z součinitel zanesení se bere roven nule ($\varepsilon_z = 0$)

Součinitel β

$$\beta = \sqrt{\frac{2 * \alpha_k * \Psi_z}{\delta_z * \lambda_z * (1 + \varepsilon * \Psi_z * \alpha_k)}} \quad [-] \quad (17.1.2)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 * 240,234 * 0,85}{0,00136 * 40,2 * (1 + 0 * 0,85 * 218,394)}} = \sqrt{7469,96} = 86,429$$

výhřevných ploch žeber a celkové plochy na straně spalín S_z/S

Pro kruhové trubky s kruhovými žebry

$$\frac{S_{zeber}}{S_{celková}} = \frac{\left(\frac{D_{zebra}}{d_{vnější}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{zebra}}{d_{vnější}}\right)^2 - 1 + 2 * \left(\frac{S_z}{d_{vnější}} - \frac{\delta_z}{d_{vnější}}\right)} \quad [-] \quad (17.1.3.)$$

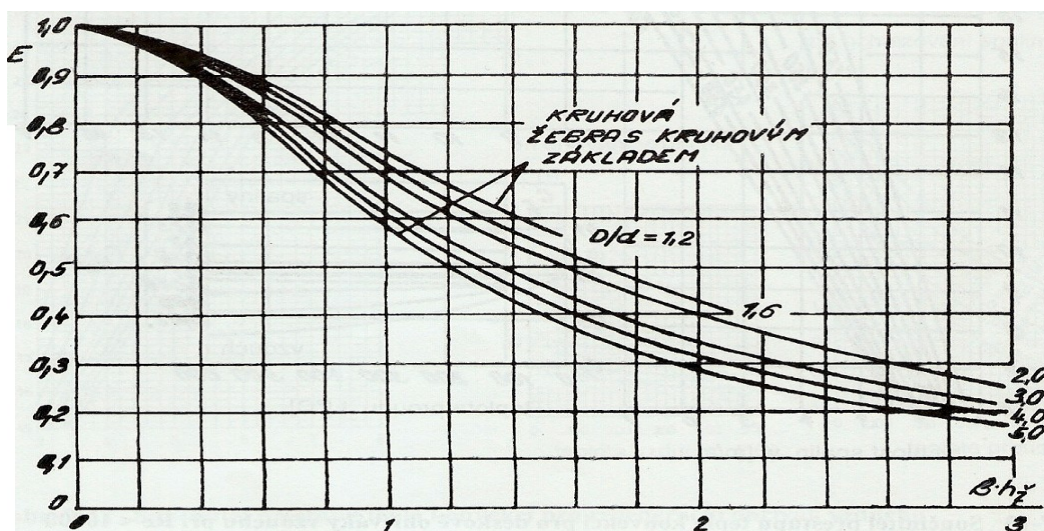
$$\frac{S_{zeber}}{S_{celková}} = \frac{(1,6)^2 - 1}{(1,6)^2 - 1 + 2 * \left(\frac{25}{20} - \frac{1,36}{20}\right)} = 0,398$$

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalín S_h/S

$$\frac{S_h}{S_{\text{celková}}} = 1 - \frac{S_{\text{žebra}}}{S} \quad [-] \quad (17.1.4.)$$

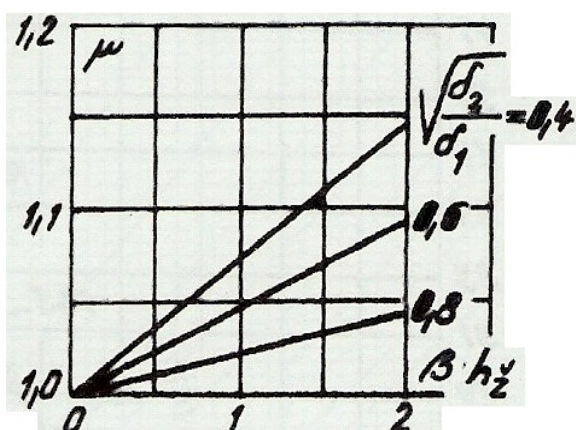
$$\frac{S_h}{S_{\text{celková}}} = 1 - 0,398 = 0,602$$

součinitel efektivity žebra E se určuje závislostí na $D_{\text{žebra}}/d_{\text{vnější}}$ a $\beta \cdot h_{\text{ž}}$



Obr. 17. 3. E se určuje závislostí na $D_{\text{žebra}}/d_{\text{vnější}}$ a $\beta \cdot h_{\text{ž}}$

Součinitel rozšíření žebra μ



Obr. 17. 4. Součinitel rozšíření žebra μ

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější spalínové strany vztažený na celkovou plochu na straně spalin

$$\alpha_{Sr} = \left[\frac{S_{zeber}}{S} * E * \mu + \frac{S_h}{S} \right] * [\Psi_z * \alpha_k / (1 + \varepsilon * \Psi_z * \alpha_k)] [W * (m^2 * K)^{-1}] \quad (17.1.5.)$$

$$\alpha_{Sr} = [0,398 * 0,9 * 1,025 + 0,602] * [0,85 * 240,234 / (1 + 0 * 0,85 * 240,334)] =$$

$$\alpha_{Sr} = 197,907 W * (m^2 * K)^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla stěnou

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr}} + \frac{1}{\lambda_{ocel}} + \frac{1}{\alpha_{H2O}}} [W * (m^2 * K)^{-1}] \quad (17.1.6.)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{197,907} + \frac{0,0015}{40,2}} = 196,449 W * (m^2 * K)^{-1}$$

17. 3. Tepelná bilance výměníku

$$Q = S * k * \Delta t_{stř} [W] \quad (15.3.)$$

Z tepelné bilance výměníku vypočteme velikost výhřevné plochy

$$S = \frac{Q}{k * \Delta t_{stř}} = \frac{276,159 * 1000}{196,449 * 226,5} = 6,206 m^2$$

17. 4. Počet paralelních trubek ohříváku vody

měrný objem vody $v_w = 0,00103 m^3 * kg$

$$n_{tr} = \frac{4 * m_{H2O} * v_w}{\pi * d_{vnitřní}^2 * w_w} [-] \quad (15.4.)$$

$$n_{tr} = \frac{4 * 1,494 * 0,00103}{\pi * 0,017^2 * 0,5} = 14,92$$

zaokrouhleno na $n_{tr} = 15$

17. 5. Čelní rozměr spalínového průtahu

$$a = (n_{tr} - 1) * s_1 + D_{žebra} + 0,1 \quad [m] \quad (17. 5.)$$

$$a = 14 * 0,096 + 0,032 + 0,1 = 1,476 \text{ m}$$

17. 6. Boční rozměr spalínového průtahu

$$b = \frac{V_{sp_{sk}}^v * s_1}{a * w_w * (s_1 - D_{žebra})} \quad [m] \quad (17. 6.)$$

$$b = \frac{31,085 * 0,096}{1,38 * 20 * (0,096 - 0,032)} = 1,58 \text{ m}$$

17. 7. Délka jedné žebrované trubky

$$L = \frac{S}{(n_{tr} * \pi * D_{žebra})} \quad [m] \quad (17. 7.)$$

$$L = \frac{5,645}{14 * \pi * 0,032} = 4,118 \text{ m}$$

17. 8. Počet řad ohříváku vody

$$z_2 = \frac{L}{b} \quad [-] \quad (15. 8.)$$

$$z_2 = \frac{4,013}{1,689} = 2,6$$

Zaokrouhleno na $z_2 = 3$

17. 9. Výška svazku EKA

$$H = (z_2 - 1) * s_2 + 0,20 \quad [\text{m}] \quad (15. 9.)$$

$$H = (3 - 1) * 0,07 + 0,2 = 0,34 \text{ m}$$

18. Výpočet přívodního potrubí

V této kapitole je popsán výpočet přívodního potrubí pomocí literatury [5, 6].

Hustota vody pro $t=70^\circ\text{C}$ je $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 977,76 \text{ kg} * \text{m}^{-3}$

18. 1. Hmotnostní průtok vody

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = \rho_{\text{H}_2\text{O}} * V_{\text{H}_2\text{O}} \quad [\text{kg} * \text{s}^{-1}] \quad (18. 1.)$$

z hmotnostního průtoku vypočteme objemový průtok

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} \quad [\text{m}^3 * \text{s}^{-1}]$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1,643}{977,76} = 0,00168 \text{ m}^3/\text{s} = 1,68 \text{ l/s}$$

18. 2. Objemový průtok vody

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = S_{\text{potrubí}} * W_v \quad [\text{m}^3 * \text{s}^{-1}] \quad (18. 2.)$$

z objemového průtoku vypočteme obsah potrubí $S_{\text{potrubí}}$

$$S_{\text{potrubí}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{W_v} \quad [\text{m}^2]$$

$$S_{\text{potrubí}} = \frac{0,00168}{0,5} = 0,00336 \text{ m}^2$$

18. 3. Obsah potrubí

$$S_{\text{potrubí}} = \frac{\pi * d_{\text{potrubí}}^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (18.3.1.)$$

Z obsahu potrubí vypočteme vnitřní průměr potrubí $d_{\text{potrubí}}$

$$d_{\text{potrubí}} = \sqrt{\frac{S_{\text{potrubí}} * 4}{\pi}} \quad [\text{m}]$$

$$d_{\text{potrubí}} = \sqrt{\frac{0,00336 * 4}{\pi}} = 0,0654 \text{ m}$$

Zaokrouhlíme na 66 mm

Kontrolní výpočet podle vnitřního průměru a počtu trubek ve výměníku

$$S_{\text{potrubí}} = \frac{\pi * d_{\text{vnější}}^2}{4} * Z_2 \quad [\text{m}^2] \quad (18.3.2.)$$

$$S_{\text{potrubí}} = \frac{\pi * 0,017^2}{4} * 15 = 0,0034 \text{ m}^2$$

Z obsahu potrubí vypočteme vnitřní průměr potrubí $d_{\text{potrubí}}$

$$d_{\text{potrubí}} = \sqrt{\frac{S_{\text{potrubí}} * 4}{\pi}} \quad [\text{m}] \quad (18.3.3)$$

$$d_{\text{potrubí}} = \sqrt{\frac{0,0034 * 4}{\pi}} = 0,0658 \text{ m}$$

Zaokrouhlíme na 66 mm

Podle strojnických tabulek použiju trubku pro potrubí:

vnější průměr $D_{\text{potrubí}} = 76\text{mm}$

tloušťka stěny $t_{\text{potrubí}} = 5\text{mm}$

vnitřní průměr $d_{\text{potrubí}} = 66\text{mm}$

19. Shrnutí výpočtů pro hladkou a žebrovanou trubku

Pro přehlednost důležité veličiny

Veličina	Značka	Žebrovaná trubka	Hladká trubka
teplota vody na vstupu do výměníku	t_{v1}	70°C	70°C
teplota vody na výstupu z výměníku	t_{v2}	110°C	110°C
tlak vody	p_{vody}	0,8 MPa	0,8 MPa
rychlost vody	w_v	$0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
teplota spalin na vstupu do výměníku	t_{sp1}	608,226°C	608,226°C
teplota spalin na výstupu z výměníku	t_{sp2}	150°C	150°C
tlak spalin	p_{spalin}	0,1 MPa	0,1 MPa
rychlost spalin	w_s	$20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
tepelný výkon výměníku	Q	276,159 kW	276,159 kW
čelní rozměr spalinového průtahu	a	1,476 m	1,06 m
boční rozměr spalinového průtahu	b	1,58 m	2,053 m
výška svazku EKA	H	0,34 m	0,35 m
velikost výhřevné plochy	S	6,206 m ²	7,197 m ²
délka jedné trubky	L	4,118 m	7,64 m
počet paralelních trubek ohříváku vody	n_{tr}	15	15
počet řad ohříváku vody	z_2	3	4
podélná rozteč	s_1	0,096 m	0,07 m
příčná rozteč	s_2	0,07 m	0,05 m
vnější průměr trubek ve výměníku	$d_{vnější}$	20 mm	20 mm
tloušťka stěny trubky ve výměníku	t_{tr}	1,5 mm	1,5 mm
vnitřní průměr trubek ve výměníku	$d_{vnitřní}$	17 mm	17 mm
průměr žebra	$D_{žebra}$	32 mm	-
rozteč žeber	$S_{ž}$	25 mm	-
tloušťka žebra na trubce	δ_1	2 mm	-
tloušťka na konci žebra	δ_2	0,72 mm	-
vnější průměr přívodního potrubí	$D_{potrubí}$	76 mm	76 mm
tloušťka stěny	$t_{potrubí}$	5 mm	5 mm
vnitřní průměr	$d_{potrubí}$	66 mm	66 mm

Tab. 19. Shrnutí výpočtů pro žebrovanou trubku

20. Cenové porovnání hladké a žebrované trubky

V této kapitole jsem porovnal náklady na trubky ve výměníku pomocí literatury [8,9]. Ceny jsou jen orientační a můžou se měnit podle výrobce.

Cena 1 metru hladké trubky	100 Kč
Celková cena hladkých trubek pro výměník	11.460 Kč
Cena 1 metru žebrované trubky	375 Kč
Celková cena žebrovaných trubek pro výměníky	23.164 Kč

U výměníku ze žebrovaných trubek bude cena o něco menší, protože kolena ve výměníku jsou dělána s hladké trubky, která je cenově výhodnější, ale i přesto jde vidět a odhadnout, že cena u žebrované trubky je přibližně 2x větší než cena u hladké trubky.

21. Ekonomické zhodnocení řešení

V této kapitole se zabývám úkolem návratnosti investic při vybudování kogeneračního zařízení ze zadaných výchozích parametrů. V ekonomickém zhodnocení se čistě soustředím na návratnost investice do zařízení, které dosáhneme pomocí úspory za vyrobenou elektrickou a tepelnou energii v podobě teplé užitkové vody. Toto zhodnocení nám může posloužit k jakési představě o postupu při navrhování malých kogeneračních zařízení. Studie je provedena pro dvě mezní varianty řešení, kterými jsou použití vlastních prostředků a použití 100% úvěru od finanční instituce. Tato kapitola byla zpracována s pomocí literatury [4].

21. 1. Předpoklady a výchozí údaje

Maximální výkon elektrického generátoru	100 kW
Maximální výkon kotle na odpadní teplo	276,159 kW
Počet provozních hodin	8000 hodin
Celkové investiční náklady	
Vlastní prostředky	2.000.000 Kč
100 % úvěr	2.612.465 Kč

21.2. Výrobní a spotřební ukazatele

21. 2. 1. Spotřeba zemního plynu za rok

Vycházíme z kapitoly a vzorce 12. 5. 3.

$$\dot{V}_{\text{pl}} = \frac{P_{\text{gen}}}{Q_{\text{plyn}} * \eta_{\text{el}}} * 3600 * 8000 \quad [\text{m}^3 * \text{rok}^{-1}]$$

$$\dot{V}_{\text{pl}} = \frac{100}{35920 * 0,206} * 3600 * 8000 = 389214,4 \text{ m}^3 * \text{rok}^{-1}$$

21. 2. 2. Roční výroba teplé užitkové vody 110 °C

Vycházím z kapitoly a vzorce 18. 1.

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} * 3600 * 8000 \quad [\text{m}^3 * \text{rok}^{-1}]$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1,643}{977,76} * 3600 * 8000 = 48394 \text{ m}^3 * \text{rok}^{-1} = 48,394 * 10^6 \text{ l} * \text{s}^{-1}$$

21. 2. 3. Výroba tepla v GJ

Vycházím z kapitoly a vzorce 14. 2.

$$Q = V_{\text{sp}} * (i_{\text{spalin-t4}} - i_{\text{spalin-t5}}) * 8000 \quad [\text{kWh}]$$

$$Q = 0,42 * (864,74 - 207,217) * 8000 = 2209,27 \text{ MWh} = 2209,27 * 3,6 \text{ GJ} = 7,953 \text{ GJ}$$

21. 2. 4. Výroba elektrické energie

$$P_{\text{rok}} = P_{\text{gen}} * 8000 \quad [\text{kWh}] \quad (21. 2. 4.)$$

$$P_{\text{rok}} = 100 * 8000 = 800000 \text{ kWh} = 800 \text{ MWh}$$

22. Úplné výrobní náklady za rok

Jedná se jen o předpoklad a hrubý odhad, který počítá s tím, že bude zachován minimálně po dobu 3 let. Po této době by mělo dojít k drobnému navýšení v kolonce celkové přímé náklady z důvodu zvýšení mezd zaměstnanců.

Energie	421.251,6 Kč
Celkové přímé náklady	400.000 Kč
Celkové nepřímé náklady	0 Kč
Úplné výrobní náklady za rok	821.251,6 Kč

22. 1. Energie - náklady na zemní plyn

Tento cenový náklad se skládá ze dvou složek a to cena zemního plynu v Kč za $\text{MWh} \cdot \text{rok}^{-1}$ a pevná roční cena za denní rezervovanou pevnou kapacitu v našem případě dálkovod.

$\dot{V}_{\text{pl}} = 389214,4 \text{ m}^3 \cdot \text{rok}^{-1}$, Orientační přepočít $1 \text{ m}^3 = 0,01055 \text{ MWh}$

Roční odběr 4201,16 MWh

Cena zemního plynu bez DPH 70,1 Kč za MWh

Cena plynu bez DPH 294.501,3 $\text{Kč} \cdot \text{rok}^{-1}$

Pevná roční cena za kapacitu bez DPH 42.500 Kč

Celková cena bez DPH za roční dodávku zemního plynu 337.001,3 Kč

Celková cena s DPH za roční dodávku zemního plynu 421.251,6 Kč

22. 2. Fixní a variabilní výrobní náklady

Fixní:

Jedná se jen o předpoklad a hrubý odhad situace, protože počítám s několika zaměstnanci, kteří se budou zařízení věnovat částečně a budou mít i jiné povinnosti.

Roční náklady na údržbu 50.000 Kč

Roční náklady na zaměstnance předpokládám 350.000 Kč

Variabilní:

Tyto náklady nepředpokládám

23. Výnosy

V této kapitole se snažím spočítat roční uspořené prostředky, které ušetřím díky kogeneračnímu zařízení, které mi bude dodávat elektrickou a tepelnou energii.

23. 1. Odběr elektrické energie

Podle ceníku Ministerstva financí ČR dle třítarifové sazby A1a, která je rozdělená do dvou složek.

Zima

za 1kW technického maxima a měsíc	20,2 Kč
za 1kW smluveného ¼ hodinového měsíčního maxima	45,2 Kč
za 1kW překročeného ¼ hodinového měsíčního maxima	81,4 Kč
<u>za odebranou práci:</u>	
špičkový tarif za 1 kWh	2,99 Kč
vysoký tarif za 1 kWh	2,04 Kč
nízký tarif za 1 kWh	1,46 Kč

Léto

za 1kW technického maxima a měsíc	20,2 Kč
za 1kW smluveného ¼ hodinového měsíčního maxima	35,5 Kč
za 1kW překročeného ¼ hodinového měsíčního maxima	81,4 Kč
<u>za odebranou práci:</u>	
špičkový tarif za 1 kWh	1,57 Kč
vysoký tarif za 1 kWh	1,41 Kč
nízký tarif za 1 kWh	1,31 Kč

Předpoklad – zařízení bude pracovat rovnoměrně po celý rok

technické maximum	100 kW
smluvené ¼ hodinové maximum	98 kW
	40,35 Kč
překročení ¼ hodinového maxima	0

za odebranou práci:

špičkový tarif	0 Kč
vysoký tarif (VT) 2/3 dodávané el. energie	1,725 Kč
nízký tarif (NT) 1/3 dodávané el. energie	1,385 Kč

23. 2. Odběr tepelné energie

Cenu tepelné energie jsem vybral jako celorepublikový průměr, který jsem vyhledal a zapsal pomocí literatury [10].

Podle průměrně sazby	530 Kč*GJ ⁻¹
----------------------	-------------------------

23. 3. Cena vyrobené elektrické energie pomocí kogeneračního zařízení

Technické maximum	2.020 Kč
smluvené ¼ hodinové maximum	3954,3 Kč
roční výroba elektrické energie	800 MWh
vlastní roční spotřeba zařízení	10,048 MWh
čistá roční výroba elektrické energie	789,952 MWh
VT	908.353,9 Kč
NT	364.658 Kč
Výnos za vyrobenou elektrickou energii	1.278.986,2 Kč.

Průměrná cena vyrobené elektrické energie

$$\varnothing \text{ cena} = \frac{\text{Výnos za vyrobenou elektrickou energii}}{\text{roční výroba elektrické energie} * 1000} = \frac{1.278.986,2}{800 * 1000} = 1,599 \text{ Kč} * \text{kWh}^{-1}$$

23. 4. Cena vyrobené tepelné energie pomocí kogeneračního zařízení

Vyrobena tepelná energie z kapitoly 21. 2. 3.	Q = 7,953GJ
Podle průměrně sazby z kapitoly 23. 2.	530 Kč*GJ ⁻¹
Výnos za vyrobenou tepelnou energii	4215,1 Kč

23. 5. Celkové výnosy z vyrobené elektrické a tepelné energie

Výnos za vyrobenou elektrickou energii	1.278.986,2 Kč.
Výnos za vyrobenou tepelnou energii	+ <u>4215,1 Kč</u>
Celkové výnosy z vyrobené elektrické a tepelné energie	1.283.201,3 Kč

24. Návratnost investice při použití vlastních prostředků

Celkové výnosy z kapitoly 23.5	1.283.201,3 Kč
Úplné výrobní náklady za rok z kapitoly 22.	- <u>821.251,6 Kč</u>
Rozdíl (výnosy – výrobní náklady)	461.949,7 Kč
Celkové investiční náklady	2.000.000 Kč

Návratnost investice

$$\text{Návratnost investice} = \frac{\text{Celkové investiční náklady}}{\text{Rozdíl (výnosy – výrobní náklady)}} = \frac{2.000.000}{461.949,7} = 4,32 \text{ roků}$$

25. Návratnost investice při použití 100% úvěru pro financování

Pro tuto variantu jsem se rozhodl, protože se může stát, že podnik nebude mít dostatečně dost finančních rezerv pro investici v podobě 2.000.000 Kč. Veškeré hodnoty zůstávají stejné jako v předešlých kapitolách.

25. 1. Úvěr

Budu si půjčovat 2.000.000. Kč na dobu 5let

Úroková sazba	10,79%
RPSN	11,6 %
Celková částka, kterou splatíme	2.612.465 Kč

25. 2. Návratnost investice při použití 100 % úvěru

Celkové výnosy z kapitoly 23.5	1.283.201,3 Kč
Úplné výrobní náklady za rok z kapitoly 22.	- 821.251,6 Kč
Rozdíl (výnosy – výrobní náklady)	461.949,7 Kč
Celkové investiční náklady	2.612.465 Kč

Návratnost investice při použití 100 % úvěru

$$\text{Návratnost investice} = \frac{\text{Celkové částka, kterou splatíme}}{\text{Rozdíl (výnosy – výrobní náklady)}} = \frac{2.612.465}{461.949,7} = 5,66 \text{ roků}$$

26. Cash – Flow při použití vlastních finančních prostředků a při použití 100 % úvěru

Při stanovování toku peněz pro tento příklad kogeneračního zařízení vycházím z předpokladu, že v prvním roku nového zařízení je tok peněz počítán, jako rozdíl mezi investičními náklady, úplnými výrobními náklady a celkovými výnosy. Pro přehlednost je vše zobrazeno v tabulce 25. Cash – Flow

roky	investiční náklady	výrobní náklady	celkové výnosy	Cash - Flow
1	2.000.000 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	- 1.538.050,3 Kč
2	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	- 1.076.100,6 Kč
3	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	- 614.150,9 Kč
4	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	- 152.201,2 Kč
5	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	309.748,5 Kč
6	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	771.698,2 Kč
7	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	1.233.647,9 Kč
8	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	1.695.597,6 Kč
9	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	2.157.547,3Kč
10	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	2.619.497 Kč

Tab. 25. 1. Cash – Flow při vlastních prostředcích

Při stanovování toku peněz pro příklad 100% úvěru pro kogenerační zařízení vycházím z předpokladu, že v prvních pěti letech nového zařízení je tok peněz počítán, jako rozdíl mezi ročními investičními náklady, úplnými výrobními náklady a celkovými výnosy. Pro přehlednost je vše zobrazeno v tabulce 25. Cash – Flow pro 100% úvěr.

roky	investiční náklady	výrobní náklady	celkové výnosy	Cash - Flow
1	522.493Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	- 60.543 Kč
2	522.493Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	- 121.086,6 Kč
3	522.493Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	- 181.629,9 Kč
4	522.493Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	- 242.173,2 Kč
5	522.493Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	- 302.716,5 Kč
6	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	159.233,2 Kč
7	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	621.182,9 Kč
8	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	1.083.132,3 Kč
9	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	1.545.082,3 Kč
10	0 Kč	821.251,6 Kč	1.283.201,3 Kč	2.007.032 Kč

Tab. 25. 2. Cash – Flow pro 100% úvěr

27. Závěr

Tématem řešení diplomové práce je návrh kogenerační zařízení s plynovou mikroturbínou o výkonu generátoru 100kW. Kogenerační zařízení umožňuje vyrábět současně elektrickou a tepelnou energii. Tento způsob výroby elektrické a tepelné energie přináší úspory primárních energetických zdrojů a snižuje emise škodlivých látek.

V teoretické části diplomové práce se zabývám pojmem kogenerace a jednotlivými typy kogeneračních zařízení.

V praktické části se zabývám návrhem kogenerační jednotky s plynovou mikroturbínou o elektrickém výkonu 100kW. Nejprve jsem provedl výpočet idealizovaného oběhu spalovací turbíny s určením disponibilního tepla spalin. Cílem těchto bilančních výpočtů bylo zjistit množství a teplotu spalin vycházející z plynové mikroturbíny. Za plynovou mikroturbínou jsem vypočítal, že teplota spalin bude $t_4 = 608,226^\circ\text{C}$ a její množství bude $\dot{V}_{sp} = 0,42 \text{ m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Vypočtený tepelný příkon spalin za plynovou mikroturbínou je stejný jako příkon kotle $P_{rk} = 381,55 \text{ kW}$. Tento příkon je dostatečně velký k dalšímu využití, které bude určeno k výměně tepla ve výměníku, který bude mít konstrukci protiproud Spaliny – Voda. V diplomové práci řeším tento konstrukční návrh pomocí dvou variant a to hladké a žebrované trubky. Při výpočtech se snažím dodržet co nejmenší rozměry a přitom zachovat stejné vstupní veličiny. Po porovnání a shrnutí výpočtů je patrné, že obě varianty jsou si hodně podobné a záleží jen na rozhodnutí konstruktéra celé kogenerační jednotky, která varianta mu bude lépe vyhovovat k danému rozměrovému zadání kogenerační jednotky. Po všech výpočtech je třeba udělat ekonomické zhodnocení celého zařízení.

Ekonomická analýza je velmi složitá a má mnoho proměnných. V mém případě ji provádím pro dvě mezní varianty řešení, kterými jsou použití vlastních prostředků a použití 100% úvěru od finanční instituce.

V první variantě předpokládám, že si na kogenerační jednotku nebudu muset vyřizovat úvěr a veškeré investiční náklady použiji z vlastních zdrojů, které budou okolo 2.000.000 Kč. Vypočtu úplné výrobní náklady za rok, které budou spojeny s provozem kogeneračního zařízení. V dalším kroku musím vypočítat celkové výnosy z vyrobené elektrické a tepelné energie, kterou mi zařízení dodá do sítě. Po těchto výpočtech se mohu

zaměřit na návratnost investice, která vyšla na 4,35 let. Pro zajímavost jsem si vytvořil Cash – Flow, ve kterém mi vychází, že hodnota počáteční investice se mi vrátí přibližně v 9 roce provozu zařízení.

V druhé variantě předpokládám, že si na veškeré investiční náklady pořídím úvěr. Předpokládaná výše, kterou budu muset splatit za 5 let úvěru je 2.612.465 Kč. Úplné výrobní náklady za rok, které budou spojeny s provozem kogeneračního zařízení a celkové výnosy z vyrobené elektrické a tepelné energie, kterou mi zařízení dodá do sítě, použiji stejné jako ve variantě jedna. Vypočtu návratnost investice, která vyšla 5,66 let. Pro přehlednost jsem vytvořil Cash – Flow, ve kterém mi vychází, že se mi naspoří při 10 roce provozu zařízení, okolo 2.000.000 Kč, které odpovídají počáteční investici varianty jedna.

Vzhledem k tomuto ekonomickému hodnocení kogenerační jednotky jsem pro instalování takového řešení do provozu, které by za dobu své životnosti přinesla značnou úsporu a samostatnost ve výrobě elektrické a tepelné energie pro majitele.

28. Seznam použitých pramenů

Prameny v tištěné knižní formě:

- [1] Krbek J., Polesný B. – Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice, PC-DIR Real Brno 199, ISBN 80-85895-23-4.
- [2] Černý V. A kol. Parní kotle a spalovací zařízení, SNTL Praha 1975.
- [3] Kolat P. Přenos tepla a hmoty, skripta VŠB Ostrava 1987.
- [4] Kysela L., Tomčala J. Ekonomika v energetice. Ediční středisko. Ostrava: VŠB-TU, 2000
- [5] ON 0740177 Tepelný výpočet parních kotlů
- [6] Dlouhý T. Výpočet kotlů a spalínových výměníků, ČVUT Praha 2005

Elektronické prameny:

- [7] Kadlec Z. Sdílení tepla – Skripta návody.pdf
- [8] <http://www.ferona.cz/cze/katalog>
- [9] <http://www.zebrovanetrubky.cz>
- [10] <http://www.cenyenergie.cz>

29. Seznam výkresové dokumentace

- 001 – HUS VÝMĚNÍK TEPLA SPALINY - VODA
- 002 – HUS VÝMĚNÍK TEPLA SPALINY - VODA